

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ І
МЕХАНОТРОНІКИ**

«На правах рукопису»
УДК 621.9.62-92

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ О.Ф. Луговський
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація

зі спеціальності 131 Прикладна механіка
(код і назва спеціальності)

на тему: Дослідження мехатронної системи контролю положення крокового приводу

Виконав : студент 6 курсу, групи МА-62м
(шифр групи)

Шаріпов Владислав Ігорович
(прізвище, ім'я, по батькові) _____ (підпис)

Науковий керівник ст. викл., к.т.н. Галецький О.С.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) _____ (підпис)

Консультант _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) _____ (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) _____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

Факультет (інститут) Механіко-Машинобудівний інститут
(повна назва)

Кафедра Прикладної Гідроаеромеханіки і Мехатроніки
(повна назва)

Освітньо-кваліфікаційний рівень «магістр»

Напрямок підготовки _____
(код і назва)

Спеціальність 13.1 Прикладна механіка
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ О.Ф. Ішовський
(підпис) (ініціали, прізвище)

«16» травня 2018 р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студенту

Шарінов Владислав Ігорович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: Дослідження мехатронної системи контролю положення крокового приводу

науковий керівник дисертації Галущинський О.С., к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» ____ 20__ р. №__

2. Строк подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження - процес функціонування системи контролю положення крокового приводу на основі адаптивного планування


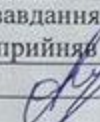
4. Предмет дослідження - взаємозв'язок параметрів та умов експлуатації з функц. характеристиками крокового приводу

5. Перелік завдань, які потрібно розробити аналіз відомих гідрол. крокових приводів та гідрол. апаратури контролю положення; розробити прикладну схему системи на основі адаптивного планування; розробити математичну модель планування; виконати модельне дослідження закономірностей впливу параметрів адаптивного планування на його характеристики.

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу 8 малюнків

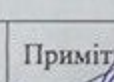

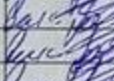
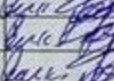
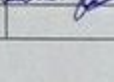
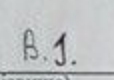
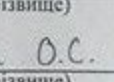
7. Орієнтовний перелік публікацій 3 тез доповіді, з них дві зроблені на всеукраїнській студентській конференції одна на XXIII міжнародній науково-технічній конференції ГАМІП.

8. Консультанти розділів дисертації

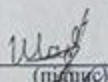
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	Ковбун А.І., асистент		

9. Дата видачі завдання 10.09.16

Календарний план

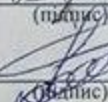
№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз відомих конструкцій	10.03.16 – 10.10.16	
2	Розроблення схем системи	15.10.16 – 30.11.16	
3	Розроблення математичної моделі	01.02.17 – 15.03.17	
4	Проведення модельних досліджень	16.03.17 – 28.04.17	
5	Взаємодія модулів системи контролю	01.03.17 – 30.11.17	
6	Розроблення методики проведення дослідж.	01.02.18 – 01.03.18	
7	Розроблення стартап-проекту	01.03.18 – 22.04.18	

Студент


(підпис)

Марінов В.І.
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації


(підпис)

Галущук О.С.
(ініціали, прізвище)

АНОТАЦІЯ

На основі аналізу найбільш поширених позиційних приводів виявлено основні переваги та недоліки кожного з них. В результаті проведеного аналізу обрано перспективний кроковий позиційний привод на основі пневмогідравлічного дозатора з програмним керуванням. Проведений глибокий аналіз конструкції приводу та його складових частин, що дозволив встановити основний недолік відомого приводу та, на основі цього, запропонувати варіант рішення проблеми. Для досягнення розширених можливостей застосування крокового позиційного приводу запропоновано, в схемі керування, застосувати адаптивний клапан тиску.

Виконано розрахунок геометричних параметрів клапана тиску. Отримано математичну залежність геометричних параметрів гідравлічного циліндра, геометричних параметрів клапана тиску та зусилля пружини, яка входить до складу конструкції адаптивного клапана тиску. Розроблено математичну модель адаптивного клапана тиску та перевірено його роботу на коректність.

Виконані модельні дослідження процесів та явищ, які виникають при роботі досліджуваного апарата в складі системи контролю положення крокового позиційного приводу. Отримані результати проведених досліджень представлені в виді графіків залежностей відповідних параметрів і дозволили підтвердити коректність роботи системи в складі крокового позиційного приводу.

Дана робота складається з пояснювальної записки, обсягом 97 стр., та плакатів ілюстрованого матеріалу.

Ключові слова: кроковий привід, адаптивний клапан тиску, пневмогідравлічний дозатор, позиційний привід, контроль положення приводу.

ABSTRACT

Based on the analysis of the most common positional drives, the main advantages and disadvantages of each of them are revealed. As the result of the analysis, a promising stepper positioning drive based on a pneumohydraulic dispenser with programmed control was chosen. An in-depth analysis of the design of the drive and its components has made it possible to establish the main drawback of the known drive and, based on this, to offer a solution to the problem. To achieve the advanced capabilities of the stepper drive, it is proposed, in the control circuit, to apply an adaptive pressure valve.

The geometric parameters of the pressure valve are calculated. The mathematical dependence of the geometric parameters of the hydraulic cylinder, the geometric parameters of the pressure valve and the spring force, which is part of the design of the adaptive pressure valve, is obtained. A mathematical model of an adaptive pressure valve has been developed and its operation has been verified for correctness.

Model studies of the processes and phenomena that occur during the operation of the device under investigation as part of the position control system of the step-type positioner drive are performed. The obtained results of the carried out researches are presented in the form of graphs of dependencies of the corresponding parameters and allowed to confirm the correctness of the system operation as part of the stepping actuator. This work consists of an explanatory note in volume of 97 pages and posters of the illustrated material.

Key words: stepper drive, adaptive pressure valve, pneumatic hydraulic dispenser, position actuator, position control of the drive.

АННОТАЦИЯ

На основе анализа наиболее распространенных позиционных приводов выявлены основные преимущества и недостатки каждого из них. В результате проведенного анализа избран перспективный шаговый позиционный привод на основе пневмогидравлического дозатора с программным управлением. Проведенный глубокий анализ конструкции привода и его составных частей, позволил установить основной недостаток известного привода и, на основе этого, предложить вариант решения проблемы. Для достижения расширенных возможностей применения шагового позиционного привода предложено, в схеме управления, применить адаптивный клапан давления.

Выполнен расчет геометрических параметров клапана давления. Получена математическая зависимость геометрических параметров гидравлического цилиндра, геометрических параметров клапана давления и усилия пружины, которая входит в состав конструкции адаптивного клапана давления. Разработана математическая модель адаптивного клапана давления и проверено его работу на корректность.

Выполнены модельные исследования процессов и явлений, возникающих при работе исследуемого аппарата в составе системы контроля положения шагового позиционного привода. Полученные результаты проведенных исследований представлены в виде графиков зависимостей соответствующих параметров и позволили подтвердить корректность работы системы в составе шагового позиционного привода.

Данная работа состоит из пояснительной записки, объемом 97 стр., И плакатов иллюстрированного материала.

Ключевые слова: шаговый привод, адаптивный клапан давления, пневмогидравлический дозатор, позиционный привод, контроль положения привода.

Пояснювальна записка до магістерської дисертації

на тему: Дослідження мехатронної системи контролю положення крокового
приводу

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ПОЛОЖЕННЯ КРОКОВОГО ПРИВОДУ	9
1.1. Гідравлічні крокові позиційні приводи	9
1.2. Гідравлічна апаратура контролю положення крокового гідравлічного приводу ...	16
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБЛЕННЯ СХЕМИ ПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ, РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ПОЛОЖЕННЯ ТА РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КЛАПАНА ТИСКУ З ГІДРАВЛІЧНИМ КЕРУВАННЯМ	23
2.1. Розробка схеми системи контролю положення	23
2.1.1. Система контролю положення крокового приводу на основі редуційного клапана.....	23
2.1.2. Система контролю положення крокового приводу на основі пропорційного розподільника	24
2.1.3. Система контролю положення крокового приводу на основі пропорційного редуційного клапана.....	26
2.1.4. Система контролю положення крокового приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням.....	28
2.2. Проведення розрахунків системи контролю положення крокового приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням.....	29
2.2.1. Гідравлічний розрахунок.....	29
2.2.2. Розрахунок золотникового розподільника.....	33
2.2.3. Розрахунок зусилля пружини.....	34
2.3. Розроблення математичної моделі клапана тиску з гідравлічним керуванням	36
2.4. Тестування математичної моделі клапана тиску з гідравлічним керуванням	38
РОЗДІЛ 3. ПРОВЕДЕННЯ МОДЕЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	40
3.1. Модельні дослідження клапана тиску з гідравлічним керуванням	40

3.2. Математична модель системи контролю положення крокового приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням	45
3.2.1. Схема взаємодії модулів у моделі крокового приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням	57
3.3. Методика проведення експериментальних досліджень	58
3.3.1. Обґрунтування та планування експериментальних досліджень	58
3.3.2. Розробка експериментального стенду для проведення досліджень	61
3.3.2.1. Розробка схеми експериментального стенду	61
3.3.2.2. Підбір керуючої, контрольної та вимірювальної апаратури	63
3.3.3. Методика проведення експериментальних досліджень	68
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ	71
4.1. Опис ідеї проекту	71
4.2. Технологічний аудит ідеї проекту	72
4.3. Аналіз ринкових можливостей запуску стартап проекту	72
4.3.1. Аналіз попиту	72
4.3.2. Визначення потенційної групи клієнтів	73
4.3.3. Аналіз ринкового середовища	74
4.3.4. Аналіз пропозиції	74
4.3.5. Детальний аналіз конкуренції в галузі	76
4.3.6. Аналіз факторів конкурентоспроможності	76
4.3.7. Складання SWOT-аналізу	78
4.3.8. Альтернативи ринкової поведінки	78
4.4. Розроблення ринкової стратегії проекту	80
4.4.1. Стратегія охоплення ринку	80
4.4.2. Базова стратегія розвитку	80
4.4.3. Стратегія конкурентної поведінки	81
4.5. Розроблення маркетингової програми стартап-проекту	82
4.5.1. Формування маркетингової концепції товару	82

4.5.2. Визначення цінових меж	82
4.5.3. Визначення оптимальної системи збуту	83
4.5.4. Концепція маркетингових комунікацій.....	84
4.6. Висновки	85
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	86
5.1 Основні положення.....	86
5.2.Оцінка приміщення.....	87
5.3.Аналіз мікрокліматичних умов.....	88
5.4.Освітлення виробничого приміщення	89
5.5. Розрахунок штучного освітлення.....	89
5.6. Електробезпека.....	90
5.7. Пожежна безпека	91
5.8. Вибухонебезпека	92
5.9. Висновки по розділу	93
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	94
ЛІТЕРАТУРА.....	95

ВСТУП

Актуальність

Для автоматичного управління процесами роботи сучасних спеціалізованих і універсальних машин-автоматів і промислових роботів необхідно застосовувати гнучку систему автоматизації, яка допускає легку і швидку зміну режимів роботи машини в широких межах. Автоматизація виробничих процесів нерозривно пов'язана з вирішенням завдань позиціонування різних об'єктів.

Гідравлічні позиційні приводи знаходять своє застосування в різноманітних галузях промисловості для автоматизації технологічних процесів та операцій. Основним недоліком сучасних позиційних приводів, який стримує подальший розвиток виробництва, є низька енергоефективність.

Аналіз відомих гідравлічних приводів дозволив виявити, що їх енергоефективність залежить від принципу керування, який покладено в основу роботи системи. Широкого розповсюдження набули приводи на основі дросельного принципу керування. Як правило, управління приводами такого типу забезпечується за допомогою програми, яка задається налаштуванням обладнання. Проблематика даного підходу полягає в тому, щоб була можливість швидко змінювати налаштування системи, скорочуючи час простою, та не витрачаючи його на заміну виконавчих пристроїв. Або при зміні умов експлуатації – система автоматично адаптувалась до актуальних налаштувань.

В автоматизованому обладнанні виробництва, які забезпечують часту зміну продукції і технологій, використовують гідравлічні позиційні приводи з керуванням від контролера. Це дозволяє скоротити час простою обладнання при переході на інший типорозмір або вид продукції, за рахунок зміни програми позиціонування, а не за рахунок заміни приводів або адаптування обладнання. Відомо, що приводи, які застосовують дросельний принцип керування мають низький ККД, який в середньому не перевищує величини 0,36.

При цьому необхідно мінімізувати мануальне втручання, адже це є недопустимим на виробництві, також це значно зменшує продуктивність. Якщо ж використовувати регулятор витрати, або редукційний клапан – така апаратура не дозволяє отримати стабільну характеристику, що значно впливає на точність позиціонування та швидкодію приводу. Зміна навантаження одразу викличе зміну умов всередині системи, що також не вирішує дану проблематику, а лише погіршує ситуацію.

Гідравлічні приводи на основі більш енергетично ефективного об'ємного принципу управління, ККД яких може досягати 0.9, і який реалізують шляхом регулювання робочого об'єму насосу, не знайшли широкого застосування у якості позиційних. Причиною обмеження виявились низькі динамічні характеристики приводів такого типу, які полягають у великих навантаженнях при швидкому позиціонуванні значних інерційних мас. Вказана проблема може бути вирішена у разі реалізації об'ємного принципу керування шляхом дозування робочої рідини, однак на теперішній час відсутні раціональні технічні рішення, які б дозволили поєднати в позиційному приводі високу енергетичну ефективність об'ємного принципу управління з одночасною гнучкістю керування від контролера та швидкодією.

В свою чергу у гідравлічному кроковому позиційному приводі є недолік, який полягає в неможливості забезпечення високої точності позиціонування при знакозмінному навантаженні. Ця проблема в існуючих приводах вирішується програмним методом, який потребує великих обчислювальних потужностей та досить складної програми керування.

Тому актуальним є розробка та дослідження модернізованого гідравлічного позиційного приводу для вирішення задачі по забезпеченню заданої точності позиціонування, що не залежить від величини робочого навантаження на штоку гідравлічного циліндра.

Наукова новизна

□ Вперше розроблено математичну модель гідравлічного крокового позиційного приводу з адаптивним клапаном тиску, що дозволяє проектувати запропонований тип приводу для різних умов експлуатації.

□ Отримано математичну залежність, яка відображає взаємозв'язок між параметрами гідравлічного позиційного приводу та пагаметрами адаптивного клапану тиску, що дозволяє для заданих режимів роботи проектувати приводи з запланованими властивостями.

Мета і задачі досліджень

Метою роботи є підвищення функціональної гнучкості гідравлічних позиційних приводів шляхом запровадження в систему з програмно-керованим дозуванням робочої рідини адаптивного клапану тиску для автоматичного контролю навантаження на штоку ГЦ.

Для досягнення мети були сформульовані наступні задачі:

- проаналізувати відомі гідравлічні крокові позиційні приводи та гідравлічну апаратуру для контролю положення приводу ;
- обґрунтувати та розробити принципову схему системи контролю положення позиційного приводу на основі адаптивного клапану тиску;
- теоретично обґрунтувати та розробити математичну модель адаптивного клапану тиску з гідравлічним керуванням для визначення його експлуатаційних характеристик;
- виконати модельне дослідження закономірностей впливу параметрів адаптивного клапану тиску на його характеристики та можливості використання приводу з застосуванням досліджуваного апарата;
- розробити методику та рекомендації вибору раціональних параметрів адаптивного клапану тиску відповідно заданим експлуатаційним.

Об'єктом досліджень є процес функціонування системи контролю положення крокового приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням.

Предметом досліджень є взаємозв'язок параметрів та умов експлуатації з функціональними характеристиками і гнучкістю крокового приводу на основі пневмогідравлічного дозатора з програмним керуванням з використанням гідравлічного адаптивного клапану тиску для забезпечення заданої точності позиціонування.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ПОЛОЖЕННЯ КРОКОВОГО ПРИВОДУ

1.1. Гідравлічні крокові позиційні приводи

Швидке і легке налаштування робочих режимів в широких діапазонах промислових робіт, спеціалізованих машин-автоматів та сучасних універсальних автоматичних ліній необхідне для автоматичного управління процесами роботи [1, 2]. Позиціонування різних об'єктів покриває собою значну кількість завдань в автоматизації виробничих процесів.

В машинобудуванні для позиціонування об'єктів та робочих органів сьогодні застосовують наступні основні типи позиційних приводів: пневматичні, гідравлічні та електричні [1-5].

Порівнюючи наведені позиційні приводи було виявлено, що [3]:

- електричні приводи в порівнянні з пневматичними та гідравлічними приводами легко узгоджуються з контролером або комп'ютером, мають кращий ККД, але мають гірші масо-габаритні показники (рис. 1.1, 1.2). [3] - Пневматичні приводи, в порівнянні з гідравлічними, більш дешеві та простіші, але їх керування, для виконання функції позиціонування, дуже складно реалізовується. Тому такі приводи застосовуються в системах дискретної дії (рис. 1.1, 1.2). [3]

- гідравлічні приводи в порівнянні з електричними та пневматичними складніші та дорожчі, але при потужності від 500 Вт і вище їх масогабаритний показник найкращий і тому їх застосовують, в основному, у важких і надважких машинах-автоматах (рис. 1.1, 1.2). [3].

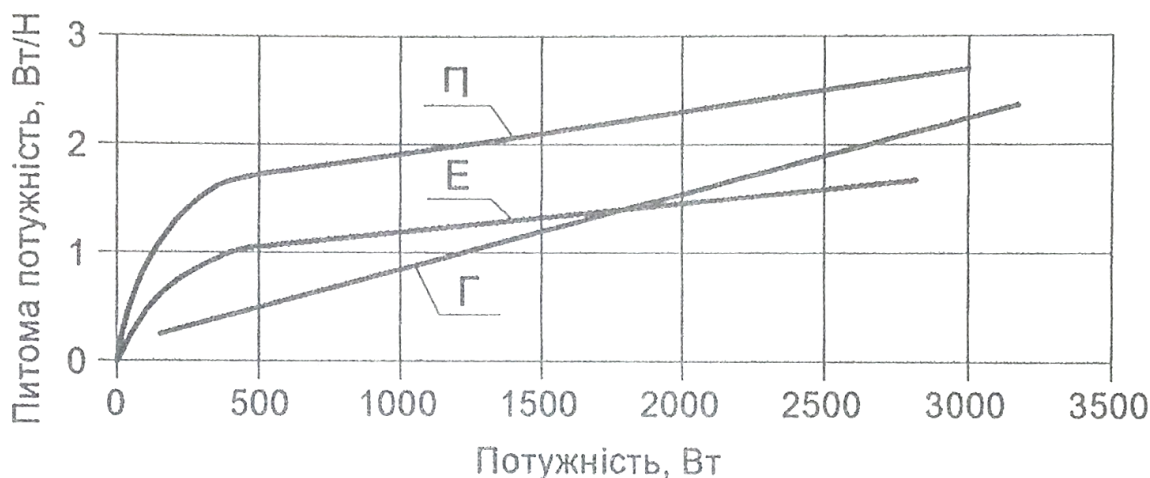


Рис. 1.1. Питомі потужності віднесені до ваги різних типів приводів в залежності від їх потужності [3]

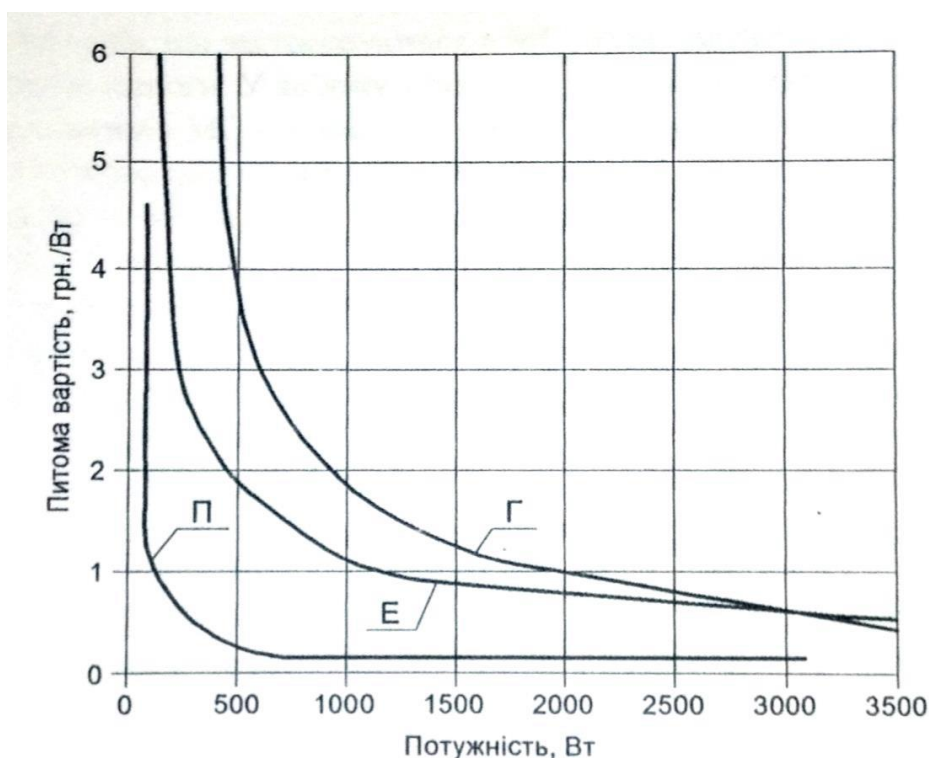


Рис. 1.2. Питома вартість різних типів приводів в залежності від їх потужності [3]

Крокові, синхронні двигуни та двигуни постійного струму знаходять своє використання в електричних приводах, у якості виконавчих пристроїв. Це викликано тим, що управління такими двигунами досить просте, і до того ж вони мають більш високий ККД. В маніпуляторах і промислових роботах невеликої потужності частка електричних приводів становить близько 35%. [1 – 3] В близько 25% дискретних позиційних системах, рідше в маніпуляторах і промислових роботах застосовуються пневматичні приводи. Як відомо, пневматичні приводи мають низьку жорсткість позиціонування відносно до навантаження, складно реалізовується позиціонування вихідної ланки, але вони мають простішу конструкцію, нищу собівартість та більшу надійність, у порівнянні з гідроприводом [4]. Точність позиціонування складає близько 0,5 мм, швидкість переміщення робочого органу до 1 м/с (в разі обертального руху – 60 об/хв). Найпростіший варіант позиціонування пневматичного позиційного приводу – це циклове управління [3, 5 – 11]. Подібне управління передбачає адаптацію наявного обладнання при вирішенні інших задач автоматизації.

Застосування гідравлічних позиційних приводів з цикловим керуванням в системах автоматизації становить близько 40% [3]. В порівнянні з пневматичними, більш жорстким по відношенню до навантаження на виконавчому органі є гідравлічні позиційні приводи. Це в свою чергу забезпечує більшу точність позиціонування [2, 12 – 15]. Точність

позиціонування складає близько 0,1 мм, швидкість переміщення робочого органу від 0,8 мм/с до 1,2 м/с [16 – 18].

В даний час для вирішення завдань позиціонування різних об'єктів найбільше застосування отримали гідравлічні позиційні приводи з цикловими системами програмного керування, що працюють по жорстких упорах або кінцевих перемикачах, а де необхідно здійснювати позиціонування у великій кількості точок – електрогідравлічні слідкуючі позиційні приводи (ЕСПП), в яких використовуються електрогідравлічні підсилювачі потужності або електрогідравлічні крокові двигуни [1 – 5, 19 – 21]. Циклові гідроприводи не задовольняють вимогам універсальності, складні в налаштуванні, мають обмежені функціональні можливості (до 5 точок позиціонування) [3]. Крім того ЕСПП мають високу вартість, складні у виготовленні та експлуатації, а також при високих динамічних показниках забезпечують не велику точність позиціонування до 0,4 мм [3].

Машинобудування є найкрупнішим споживачем гідроприводів [22]. Для обслуговування навісного устаткування в основному використовують гідросистеми малої потужності (до 16 кВт), а гідросистеми середньої потужності (50—60% потужності приводного двигуна) з гідромоторами — для обслуговування активних виконавчих органів [23 – 25].

В гідроприводах використовується безредукторні приводи шпинделів і подач, особливо в умовах високих швидкостей, прискорень, навантажень та точності. Це суттєво спрощує кінематику верстатів. Гідрофіковані верстати з числовим програмним управлінням знайшли широке застосування для контурної та контурно-позиційної обробки. В напрямку підвищення ефективності гідравлічних приводів спостерігаються наступні тенденції [26 – 29]:

- форсування тиску з 2—6 до 7—16 МПа для реалізації великих моментів при високій швидкодії;
- створення змішаних систем дискретного управління, що містять електричні і пневматичні елементи;
- підвищення надійності і точності за рахунок використання релейного і широтно-імпульсного управління.

Масштаби виробництва технічних засобів гідроприводів, що безперервно збільшуються, роблять особливо актуальною розв'язання існуючих проблем технологічних процесів [30]. Технічний рівень, а часом і можливість створення пристроїв та устаткування з бажаними характеристиками (наприклад, гідромашин на високий тиск) значною мірою визначаються способами виготовлення, вживаними матеріалами і якістю комплектуючих виробів. До числа актуальних технологічних завдань можна віднести

виробництво біметалевих деталей, освоєння високоякісних відливків з сірого і високоякісного чавуну з точно виконаними каналами малих перетинів, прецизійних труб для гідроциліндрів, високоякісних електромагнітів, металокерамічних деталей, матеріалів, що фільтрують, і т. д. Відповідно, і вимоги до виробництва складових частин гідроприводів та засобів гідроавтоматики підвищуються по мірі зростання їх випуску [30, 31 – 35].

В промислових масштабах приводи забезпечують прямолінійний або обертальний рух деталей і вузлів, підтримку заданої швидкості переміщення і прискорення, піднімання або опускання деталей, рух з навантаженням, позиціонування [36].

Популярними є приводи з дискретним та аналоговим керуванням на основі об'ємного та дросельного принципів управління. Їх будують для забезпечення позиціонування в значній кількості позицій в межах робочого ходу. Об'ємний принцип управління найчастіше застосовується, коли потужність гідравлічного приводу перевищує 5 кВт. Це пов'язано з тим, що приводи на основі дросельного принципу управління мають нижчий ККД у порівнянні з приводами на основі об'ємного керування. В свою чергу приводи з дросельним принципом управління забезпечують більш просту сумісну роботу з керуючим пристроєм (контролером або комп'ютером).

Такі приводи за робочим тілом поділяються на гідравлічні та пневматичні. Прикладом пневматичного приводу на основі дросельного принципу управління є слідкуючий привод (рис. 1.3).

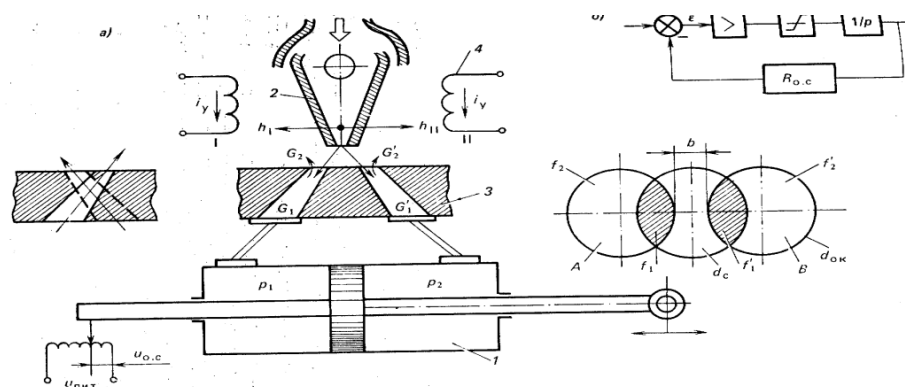


Рис. 1.3. Принципова схема типового позиційного пневмоприводу [38]

(1 - циліндр; 2 - струменевий механізм; 3 - сопла приймача; 4 - обмотка управління.)

Застосування приводу такого типу в пристроях промислового робота на практиці доволі рідке. Це пов'язано із властивостями робочого тіла [42-44]. Керування положенням штоку циліндра 1 відбувається за допомогою струменевого механізму 2, при відхиленні якого вправо і вліво відбувається пропорційна зміна витрати повітря в ліву чи праву

порожнину циліндра 1 через сопла приймача 3. На осі сопла розташований якір електромагнітного перетворювача (на рис. 1.3 не показано). При однакових струмах управління I_u в обмотках управління настає рівновага сил, що діють на якір, який разом з соплом знаходиться в середньому положенні. Якщо серед струмів управління I_u спостерігається різниця значень, це призводить до порушення рівноваги сил. Сопло і якір повертаються на кут α , який пропорційний різниці значень струмів. Струминний розподільник діє за рахунок принципу подвійного перетворення енергії [24]. Спочатку в струменевій трубці потенційна енергія стисненого повітря перетворюється в кінетичну енергію потоку струменя повітря, потім, в соплах приймача кінетична енергія потоку струменя перетворюється в потенційну енергію стисненого повітря, що надходить у робочі порожнини циліндра [24, 25]. Втрати тиску при цьому складають до 10%. Використовуючи дросельний тип керування у позиційному приводі (рис. 1.3) забезпечується легке поєднання з контролером, але ККД такого приводу є низьким. Прикладом гідравлічного приводу на основі дросельного принципу управління (рис. 1.4), який знайшов широке застосування [26]. Така ситуація спостерігається завдяки наступним перевагам перед пневмоприводами: мала інерційність; висока енергоємність; можливість автоматичного управління і регулювання швидкості виконавчих механізмів; мала стисненість робочої рідини і відповідно достатньо висока жорсткість при статичних і динамічних навантаженнях; надійність роботи і експлуатації. Серед недоліків варто виділити: висока вартість, складна конструкція, необхідність охолодження робочої рідини, можливість витоків [26 – 28].

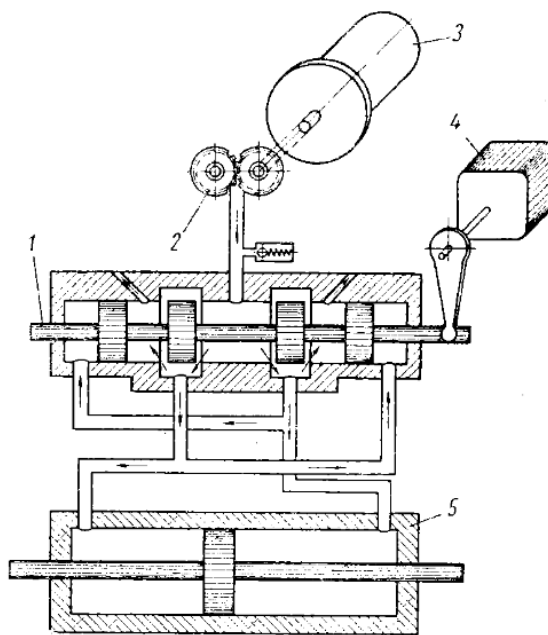


Рис. 1.4. Принципова схема слідкуючого гідроприводу із зворотним зв'язком по тиску [23]

(1 – золотник; 2 – шестерневий насос; 3 – електродвигун; 4 – керуючий пристрій; 5 – силовий гідроциліндр.)

В той же час приводи з таким принципом управління забезпечують легке узгодження з контролером, однак при цьому їх ККД в середньому не перевищує 0,36. [45] В залежності від алгоритму роботи позиційні приводи працюють в широкому діапазоні швидкостей, причому більшість часу їх швидкість є малою або середньою. Через необхідність постійної роботи електродвигуна в поєднанні з насосом, який працює на забезпечення максимальної швидкості руху вихідної ланки, ККД такого приводу є низьким. Особливо це спостерігається в ситуації, коли швидкість руху робочого органу менша за максимальну. Так, наприклад, при зміні швидкості від нуля до максимальної ККД змінюється наступним чином: для позиційного приводу з послідовним включенням дроселя від 0 до 80%; для позиційного приводу з паралельним включенням дроселя від 0 до 40% [41 – 42]. В результаті застосування об'ємних регульованих насосів або гідромоторів у позиційних приводах забезпечується менша залежність ККД від швидкості руху, але з причини необхідності швидкого позиціонування великих інерційних мас об'ємних регульованих машин такі приводи знайшли обмежене застосування. Позиційні приводи з дозуючими пристроями дозволяють частково вирішити задачу сумісної роботи керуючого тракту приводу з виконавчими об'ємними машинами. Об'ємний принцип управління додатково можна реалізувати шляхом дозування робочої рідини. В основу конструкції приводу з дозуючими пристроями (рис. 1.5) поставлена задача розширення діапазону позиціонування, зменшення осьового габаритного розміру циліндра і підвищення точності позиціонування вихідного штока шляхом включення в структуру приводу герметично запираючих розподільників і пневмогідравлічного акумулятора, в пневматичну камеру якого постійно подається, через редукційний клапан тиск живлення, величина якого визначається силами тертя поршнів дозаторів [41].

Вирішення задачі знаходиться завдяки тому, що в багатопозиційному пневмогідравлічному приводі, який містить циліндр з розміщеним в ньому поршнем і штоком з утворенням гідравлічної поршневої та пневматичної штокової камер з каналами живлення, гідравлічні розрядні дозатори з гідравлічними і пневматичними камерами, утвореними їх поршнями. Привод додатково містить дволінійні двопозиційні розподільники, вхідні канали яких з'єднані з гідравлічними дозаторами, а вихідні канали розподільників з'єднані один із поршневою камерою циліндра, а другий - з гідравлічною камерою акумулятора, пневматична камера якого підключена до вихідного каналу редукційного клапана.

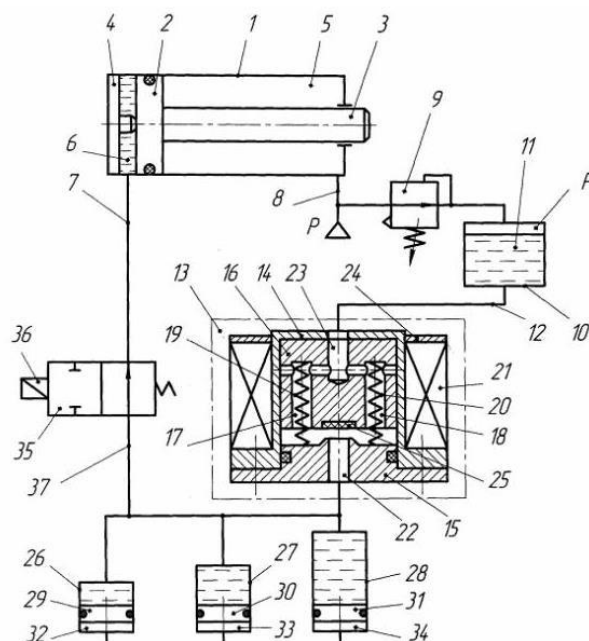


Рис. 1.5. Багатопозиційний пневмогідравлічний привод з дозуючими пристроями [41]

(1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – шток; 5 – штокова камера; 6 – поршнева камера; 7 – підвідний канал; 8 – підвідна магістраль; 9 – редукційний клапан; 10 – пневмогідравлічний бак; 11 – робоча рідина; 12 – канал подачі рідини; 13 – розподільник; 14 – циліндр; 15 – корпус; 16 – якор; 17, 18 – канали; 19, 20 – пружини; 21 – електромагніт; 22, 23 – гідравлічний канал; 25 – клапан; 26, 27, 28 – дозатор; 29, 30, 31 – поршні дозаторів; 32, 33, 34 – пневматичні камери дозаторів; 35 – розподільник; 36 – електромагніт.)

Двопозиційні розподільники виконані у вигляді циліндра з осью розточкою, розміщеного в отворі електромагнітної котушки, яка установлена між кришками, закріпленими на торцях циліндра, а в осьовій розточці циліндра розміщений циліндричний якор, на торці якого закріплений клапан з можливістю осьового переміщення і закриття - відкриття вхідного канапа, виконаного в нижній кришці і зі сторони цього ж торця виконані паралельно осі глухі отвори, в яких установлені пружини, що одним кінцем упираються в нижню кришку, а другим - в днища отворів, які радіальними каналами з'єднані з осьовим глухим каналом, виконаним зі сторони другого торця і з'єднаним з вихідним каналом, виконаним в днищі циліндра.

Такі дозатори мають можливість багаторазового наповнення і наступного витискування рідини в поршневу камеру завдяки додаванню в склад привода герметичних

розподільників та пневмогідравлічного акумулятора. Це дозволяє значно розширити діапазон позиціонування вихідної ланки циліндра.

Використання герметичних розподільників забезпечує зменшення втрати рідини із робочих камер привода, а з'єднання розрядних камер дозаторів і поршневої камери з акумулятором дає можливість періодично компенсувати втрачену рідину. Таким чином розширюється діапазон позиціонування вихідного штоку, підвищення точності позиціонування і зменшення осьового габаритного розміру циліндра.

Недоліками позиційного приводу (рис. 1.5) є складний закон керування рухом штоку гідравлічного циліндра, неможливість позиціонування в двох напрямках за рахунок наявної пневматичної порожнини у виконавчому пневмогідравлічному циліндрі.

1.2. Гідравлічна апаратура контролю положення крокового гідравлічного приводу

У нинішній час, для контролю положення гідравлічного крокового позиційного приводу широко застосовують апаратуру, яка здійснює контроль переміщення шляхом взаємодії з тиском системи. Таким чином будуть розглянуті гідравлічні апарати контролю тиском.

Регулятор витрати

У трилінійному регуляторі витрати (рис. 1.6) компенсатор тиску регулює перелив надлишкової частини потоку РР, через спеціальний канал, в бак гідросистеми або в окрему систему. Зазвичай в трилінійний регулятор витрати вбудований запобіжний клапан, що обмежує максимальний тиск. Так як надмірна частина потоку РЖ зливається в бак, трилінійний регулятор витрати може встановлюватися тільки в напірній гідролінії. При з'єднанні отвору управління з баком можливе розвантаження гідросистеми від тиску. Тиск на виході з насоса перевищує тиск в гідродвигуні тільки на величину втрат тиску $P_2 - P_1$ в дозуючому дроселі, тоді як в двохлінійні регуляторі витрати насос постійно працює під максимальним тиском настройки запобіжного клапана. Отже, при використанні трилінійного регулятора витрати істотно зменшуються втрати потужності, підвищується к.к.д. гідроприводу і знижується тепловиділення.

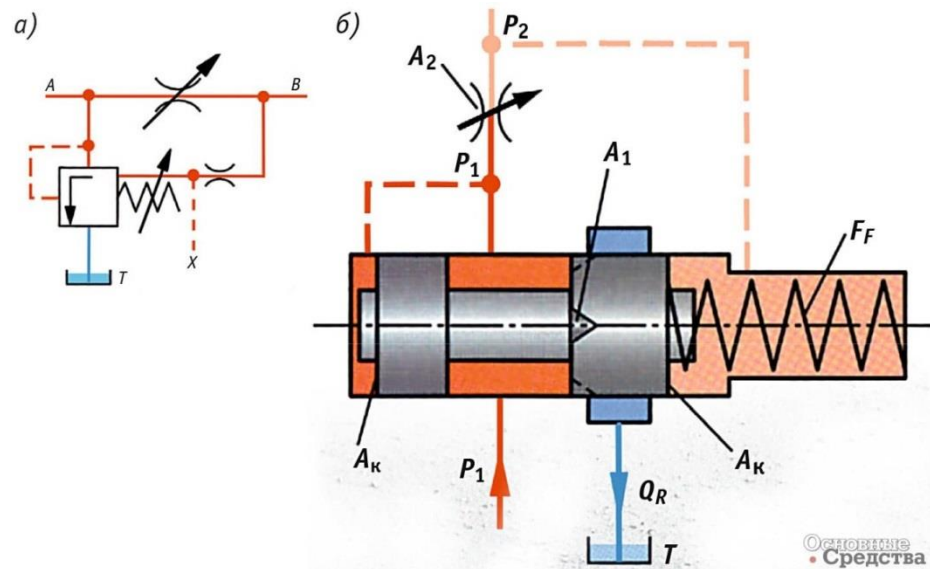


Рис. 1.6. Умовне позначення (а) і принцип роботи (б) трилінійного регулятора витрати: А-В - напрямок основного потоку РР; Т – злив РР в бак; Х - отвір керуючого потоку; А2 - дозуючий дросель; P2-P1 - перепад тиску на дроселі; А1 - керуюча щілину; Ак - торцеві площі золотника; FF - зусилля пружини золотника; QR - дроселюючий потік РР [13]

Модифікації регуляторів витрати

Аналіз застосування гідроапаратури в гідросистемах зарубіжних мобільних машин встановив переважне застосування регуляторів витрати для дистанційного керування швидкістю робочих знарядь і виконавчих механізмів, оператором з кабіни. Це створює комфортні умови для оператора, істотно підвищує продуктивність і якість виконуваних технологічних операцій. Технічно більш досконале і економічно більш ефективне управління швидкісними режимами роботи за допомогою регуляторів витрати при найменших втратах тиску і потужності підвищує к.к.д. гідроприводу в порівнянні з дросельним регулюванням.

Різні модифікації регуляторів витрати дво- і трьохлінійних виконань з компенсацією тиску можуть виконувати додаткові функції, так як мають вбудований запобіжний клапан і двопозиційний розподільник з електромагнітним керуванням, що виконує функції зміни напрямку потоку, розвантаження гідросистеми від тиску, а також використання каналу Load Sensing (LS), «відчуває» величину навантаження, для управління витратою РР.

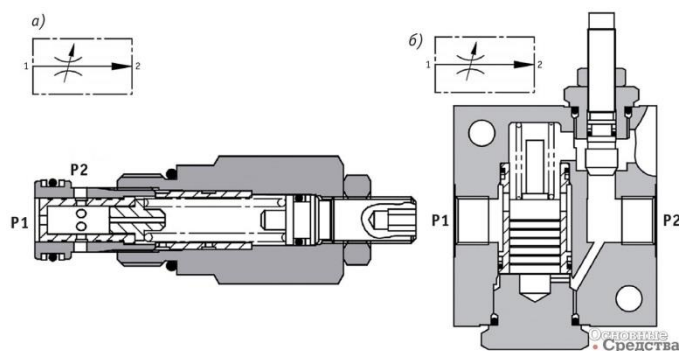


Рис. 1.7. Умовне позначення і поздовжні перетин кількох ліній регулятора витрати дроселюючого типу серії 2CFR30 патронного виконання (а) і серії 2FR корпусного виконання (б) [13]

Для технічно обгрунтованого застосування гідроапаратів, керуючих витратою, слід перш за все зрозуміти принцип дії, а потім розглядати робочі параметри, конструктивні особливості та умови застосування пріоритетного регулятора потоку, оскільки в нормальному режимі трилінійні регулятори з різними варіантами конструктивного виконання працюють однаково.

На рис. 1.7 зображені дволінійні регулятор витрати дроселюючого типу з компенсацією тиску патронного виконання і дволінійні регулятор витрати корпусного виконання. Надлишок потоку зливається через запобіжний клапан, встановлений в гідросистемі.

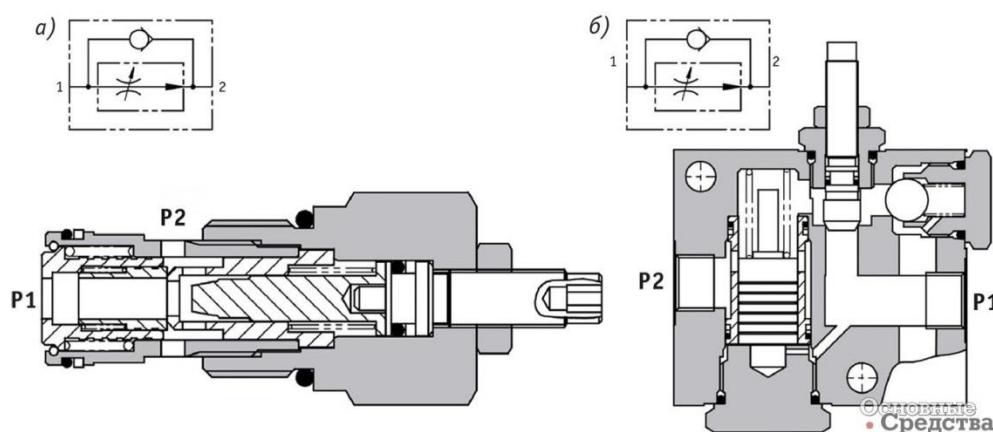


Рис. 1.8. Умовне позначення і поздовжні перетин двохлінійних регуляторів витрати дроселюючого типу з реверсивним напрямом потоку серії 2CFR60 патронного виконання (а) і серії 2FRC корпусного виконання (б) [13]

На рис. 1.8 наведені два двохлінійні регулятора дроселюючого типу з реверсивним потоком патронного виконання і корпусного виконання. П'ять аналогічних

конструктивних виконань регуляторів витрати виготовляють в корпусному виконанні с діапазоном регульованого потоку від 0 до 195 л / хв на максимальний тиск 21 МПа.

На рис. 1.9 наведені трилінійні регулятори витрати в корпусному виконанні, обвідного (переливного) типу: с переливом надлишку потоку РЖ в бак і серії с пониженням тиску при переливу надлишку потоку РЖ в бак. Діапазон регульованого потоку РЖ - від 25 до 195 л / хв, максимальний тиск - 21 МПа.

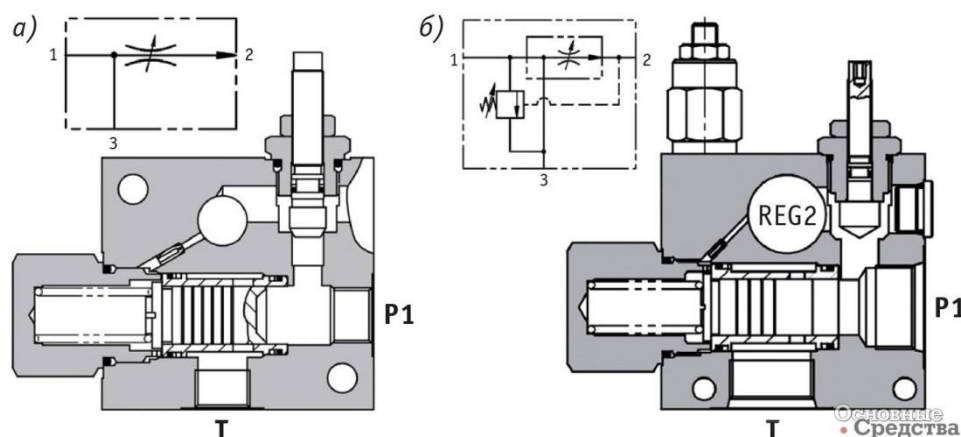


Рис. 1.9. Дія регулятора витрати [13]

Величина регульованого витрати і відповідно швидкість виконання робочих операцій виконавчих механізмів будуть в значній мірі незалежні від тиску, створюваного зовнішнім навантаженням. Якщо, наприклад, використовується регулювання витрати від встановленої подачі шестерним або аксіально-поршневим насосом, через регулятор витрати буде проходити створений насосами потік РР, а надмірна частина потоку РР спрямовуватиметься в бак через запобіжний клапан гідросистеми під встановленим тиском (серія 2FB) або при робочому тиску, який визначається налаштуванням пружини переливного золотника. Тиск в напірній гідролінії має бути приблизно на 0,7 МПа вище, ніж тиск в гідросистемі, який є робочим тиском регулятора.

Вхідний потік РР, що надходить в отвір P1 регулятора (див. Рис. 1.9), проходить через регульований канал, долаючи силу пружини дроселюючого золотника, і виходить з отвору регульованого каналу REG2. Перепад тиску визначає величину зусилля, що діє на торець переливного золотника, яке при заданому витраті переміщує переливної золотник. Золотник регулює тиск потоку РР, що проходить через радіальні отвори в направляючої втулці переливного золотника.

Щоб забезпечувався працездатний стан регулятора витрати, тиск в зливний гідролінії в бак має бути нижче, ніж мінімальний тиск в гідролінії, що регулює витрату РР.

Якщо тиск в системі перевищує встановлений тиск розвантаження, золотник, керуючий розвантаженням, відкриває зливний канал Т в бак гідросистеми. Регулятор витрати буде направляти надлишок РР в обвідний (переливний) канал, щоб постійно підтримувати встановлений тиск управління потоком РР в обох каналах і максимальний тиск.

Редукційний клапан

Редукційним називають гідроклапан тиску, який призначений для підтримання в відведеному від нього потоці робочої рідини (виході) нижчого тиску, ніж тиск в підвідному потоці (вході).

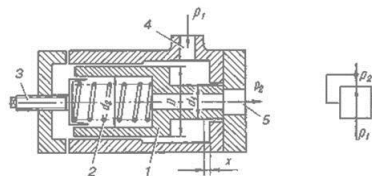
В гідроприводі знаходять застосування в основному два типи редукційних клапанів. [16]

Перший тип клапанів забезпечує встановлене співвідношення між тисками на вході та виході з клапана.

Редукційний клапан (рис. 1.10) складається з запірно-регулюючого елемента - плунжера 1, притиснутого до сідла пружиною 2, сила натягу якої регулюється гвинтом 3. Отвір 4 корпуса з'єднується з гідролінією високого тиску, а отвір 5 з гідролінією низького тиску. У вихідному положенні клапан притиснутий до сідла, а вхід клапана відділений від виходу. При підвищенні тиску P_1 плунжер піднімається і гідролінія високого тиску з'єднується з гідролінією низького тиску. Чим більше тиск P_1 , тим більше відкривається прохідний переріз клапана і тим більше стає тиск P_2 .

Таким чином, тиск P_2 залежить від тиску на вході клапана, початкової сили натягу P_{np} та жорсткості пружини c

$$P_2 = \frac{P_1 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) - P_{np} - c x}{\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}}$$



а)

б)

Рис. 1.10. Редукційний клапан [16]

(а - принципова схема; б - умовне позначення)

Другий тип редукційного клапана підтримує постійним редукований тиск на виході незалежно від коливання тиску. Такі редукційні клапани можуть бути прямої і непрямої дії.

Розглянемо роботу редукційного клапана непрямої дії (рис. 1.11). Він складається із основного запірно-регулюючого елемента - золотника 1 ступінчастої форми, навантаженого нерегульованою пружиною 2 з малою жорсткістю, і допоміжного запірно-регулюючого елемента 5 у вигляді кулькового клапана. Силу натягу пружини 4 кулькового клапана можна змінювати гвинтом 3. У корпусі клапана є канали, що з'єднують порожнини 7 і 8 з виходом, а в золотнику 1 - капілярний канал 9, що з'єднує порожнину 6 з порожниною 8, а через останню із виходом клапана. [16]

Якщо пружина 4 налаштована на тиск більше, ніж тиск P_1 на вході клапана, то золотник 1 займає вихідне положення (наведене на рис. 1.11). У цьому випадку в порожнинах 6, 7 і 8 буде однаковий тиск, що дорівнює P_1 , порожнина 10 з'єднана з порожниною 11, а рідина вільно перетікає через клапан. Редукування тиску при цьому не відбувається. Під час налаштування пружини 4 на тиск $P_2 < P_1$ кульковий клапан відкриється і рідина в невеликій кількості з порожнини 6 буде надходити на злив. У капілярному каналі 9 золотника створюється рух рідини з втратою в ньому тиску на подолання гідравлічних опорів. В результаті тиск в порожнині 6 впаде і золотник підніметься вгору, зменшивши площу живого перерізу між порожнинами 10 і 11.

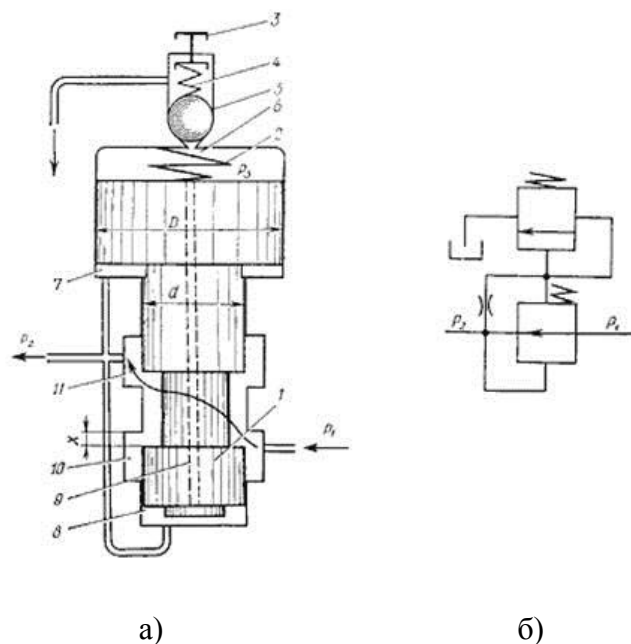


Рис. 1.11. Редукційний клапан непрямої дії [16]

(а - принципова схема; б - умовне позначення)

Це в свою чергу, викличе зниження тиску в порожнинах 11, 8 і 7, опускання золотника і збільшення площі живого перерізу між порожнинами 10 і 11. Процес повториться знову, і золотник, здійснюючи коливальні рухи, встановиться на певній висоті. Будь-яка зміна тиску на вході або виході клапана викликає у відповідь переміщення золотника. У кінцевому підсумку за рахунок зміни дроселювання тиск на виході клапана підтримується постійним. У цьому клапані порожнина 7 і вузький канал, який з'єднує порожнину з виходом клапана, надають демпфуючий вплив на золотник, зменшуючи його коливання.

Аналіз відомих гідравлічних приводів показав, що їх енергоефективність залежить від принципу управління, який покладено в основу роботи приводу. Широкого розповсюдження набули приводи на основі дросельного принципу управління. Як правило, керування такими приводами забезпечується за програмою, яка задається налаштуванням обладнання. В автоматизованому обладнанні виробництв, які забезпечують часту зміну продукції і технологій, використовують гідравлічні позиційні приводи з керуванням від контролера. Це дозволяє скоротити простоти при переході на інший типорозмір або вид продукції за рахунок зміни програми позиціонування, а не заміною приводів або адаптуванням обладнання. Однак приводи побудовані на дросельному принципі управління мають низький ККД, який в середньому не перевищує величини 0,36.

Гідравлічні приводи на основі більш енергетично ефективного об'ємного принципу управління, ККД яких може досягати 0,9, і який реалізують шляхом регулювання робочого об'єму насоса, не знайшли широкого застосування у якості позиційних. Причиною обмеження є низькі динамічні характеристики таких приводів, які обумовлені великими навантаженнями при швидкому позиціонуванні значних інерційних мас. Вказана проблема може бути вирішена у разі реалізації об'ємного принципу регулювання шляхом дозування робочої рідини, однак на теперішній час відсутні раціональні технічні рішення, які б дозволили поєднати в позиційному приводі високу енергетичну ефективність об'ємного принципу управління з одночасною швидкістю та гнучкістю керування від контролера.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБЛЕННЯ СХЕМИ ПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ, РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ПОЛОЖЕННЯ ТА РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КЛАПАНА ТИСКУ З ГІДРАВЛІЧНИМ КЕРУВАННЯМ

2.1. Розробка схеми системи контролю положення

Основна проблема, яку необхідно вирішити, полягає в можливості швидко змінювати налаштування системи, скорочуючи час простою, та не витрачаючи його на заміну виконавчих пристроїв. Також, за можливості, при зміні умов експлуатації системи, автоматично адаптуватись до актуальних налаштувань. Забезпечення швидкого переналаштування реалізовано в кроковому позиційному приводі на основі пневмогідравлічного дозатора. Але такий привод має один недолік – це не можливість забезпечити утримання нейтральної позиції штоку гідроциліндра, на якому відсутнє навантаження.

Для вирішення проблеми запропоновано додати до відомої схеми позиційного крокового приводу елемент, що дозволить автоматично налаштовуватися для утримання нейтральної позиції при змінному навантаженні на штоку гідравлічного циліндра.

2.1.1. Система контролю положення крокового приводу на основі редукційного клапана

Застосування такої схеми дозволяє значно спростити та знизити вартість всієї системи контролю положення приводу загалом. Адже для функціонування такої системи необхідні стандартні гідравлічні редукційні клапани, які підтримують постійний тиск в межах налаштування. Але в процесі роботи будь-якої системи, яка функціонує тривалий час, змінюються зовнішні умови середовища роботи. І такі фактори обов'язково впливають на систему. В разі застосування такої схеми, при кожній зміні будь-якого зовнішнього фактору, необхідно буде повторювати налаштування редукційного клапана. Таких змін може бути безліч, і на процедуру налаштування буде витрачатися цінний час і ресурси. Окрім зовнішніх факторів середовища, варто пам'ятати про таку особливість, як загальна зміна умов роботи. Мова йде про зовнішнє навантаження, зміна якого кожного разу буде приводити до повторного налаштування редукційного клапана, а можливо і повну заміну апарата. Це також має на увазі затрачений час та кошти. Сама ж процедура налаштування включає в себе такий важливий процес як юстирування. Доволі складний та кропіткий процес, без якого не обійдеться, як виявляється, жодна зміна зовнішніх умов роботи системи.

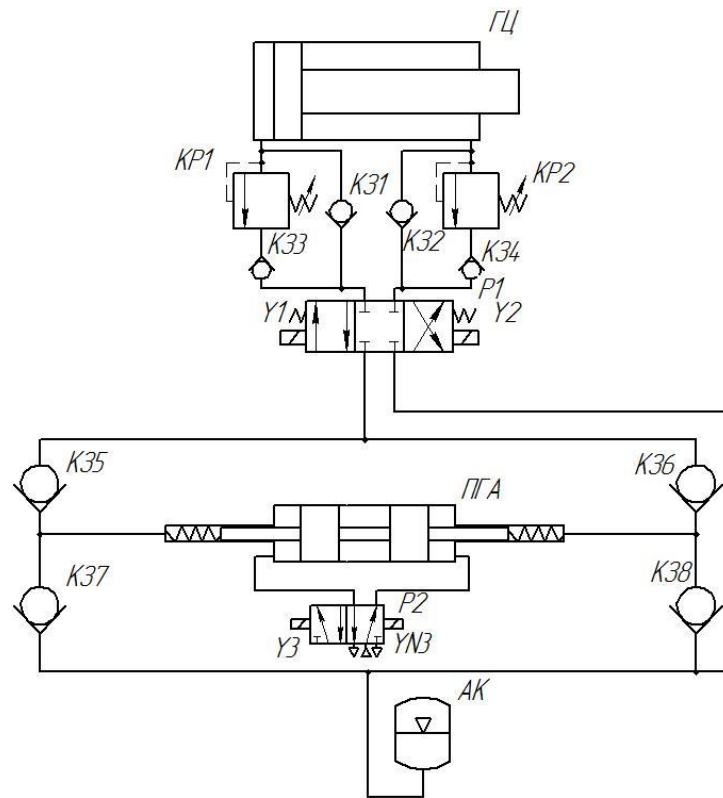


Рис. 2.1. Схема системи контролю положення крокового приводу на основі редукційного клапана

Блок програмного управління складається з ЕОМ, що зв'язана, на період програмування, з контролером. Контролер зв'язаний з блоком релейних підсилювачів та джерелом живлення. Виходи релейного підсилювача зв'язані з пневморозподільниками P2 та гідророзподільником P1.

Вихід двотактного пневморозподільника P2 зв'язаний з пневматичним входом пневмогідралічного мультиплікатора ПГА, що може бути виконаний, як одноктактним так і двотактним. Гідралічні виходи дозатора зв'язані з гідралічними входами розподільника P1 для подачі робочої рідини великого тиску до виконавчого пристрою, а в гідролінію зливу підключено підживлювальний акумулятор АК. Виходи гідророзподільника P1 відповідно зв'язані редукційними клапанами KP1 та KP2 за допомогою запобіжних клапанів K31, K32, K33 та K34. Гідролінія нагнітання зв'язана з лінією зливу запобіжними клапанами K35-K38.

2.1.2. Система контролю положення крокового приводу на основі пропорційного розподільника

Підключаючи в схему датчики тиску ДТ1-ДТ4 ми отримуємо змогу позбутися юстування, а отже і зайвих витрат енергії та часу в процесі роботи системи. Застосовуючи

таку схему в швидкозмінних умовах, переваги системи будуть зростати, адже часті зміни дають змогу розкрити всі можливості такої схеми. Отже тепер дані з датчиків тиску будуть одразу ж впливати на налаштування пропорційних гідророзподільників. Використання такої системи є досить дорогим та складним. Адже перше налаштування займатиме більше часу. Варто також відмітити, що схема передбачає наявність контролера для виконання основних завдань, а отже в умовах непристосованих для використання електричного устаткування, така система працювати не буде. Звичайно ж відсутність першого юстувального проходу значно підвищує кількість корисної роботи, швидкодію повного циклу. В умовах сучасного масового виробництва – такі фактори є вирішальними.

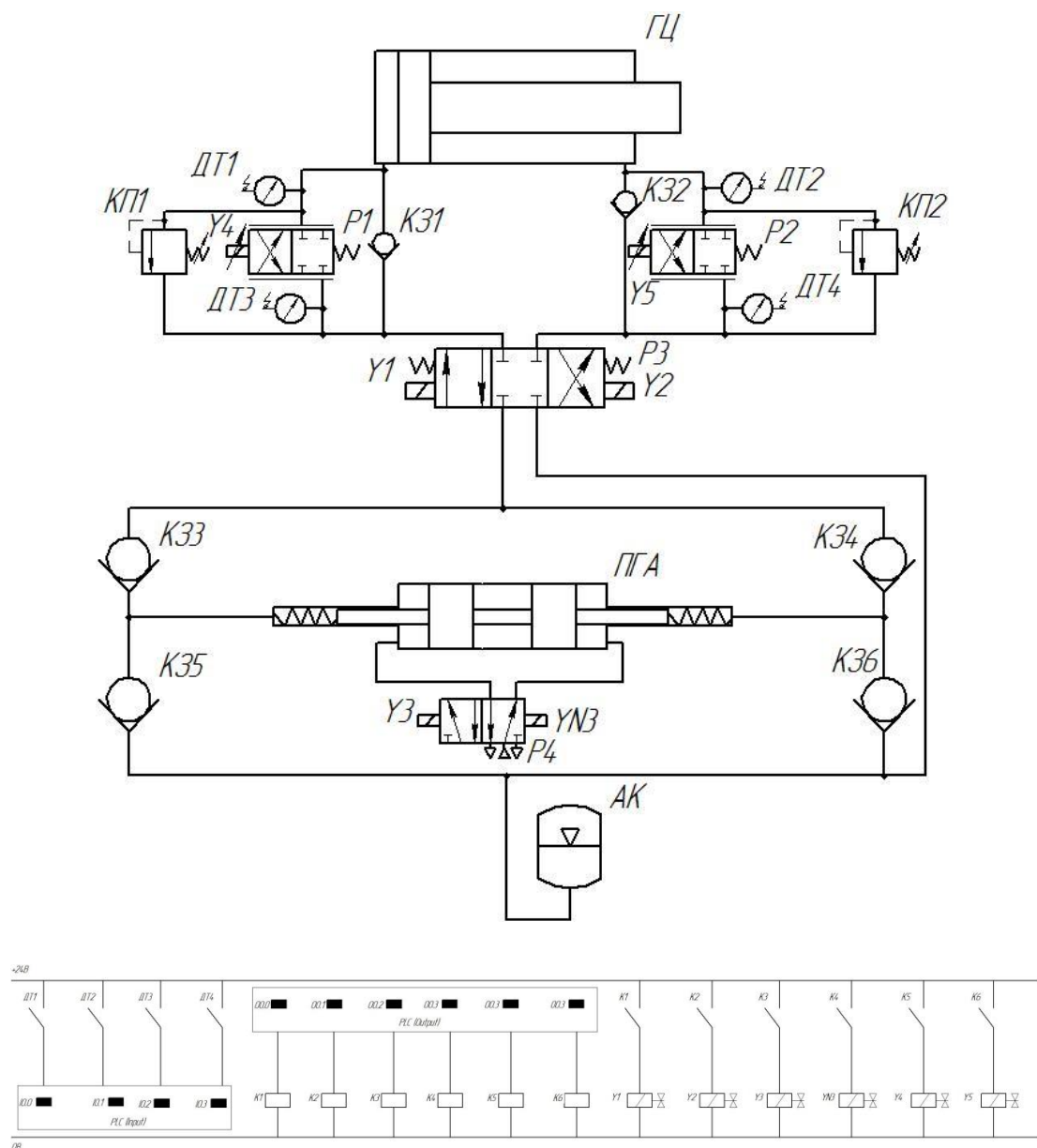


Рис. 2.2. Схема системи контролю положення крокового приводу на основі пропорційного розподільника

Блок програмного управління складається з ЕОМ, що зв'язана, на період програмування, з контролером. Контролер зв'язаний з блоком релейних підсилювачів та джерелом живлення. Виходи релейного підсилювача зв'язані з пневморозподільниками Р4 та гідророзподільниками Р1, Р2, Р3.

Вихід двотактного пневморозподільника Р4 зв'язаний з пневматичним входом пневмогідравлічного мультиплікатора ПГА, що може бути виконаний, як одноктактним так і двотактним. Гідравлічні виходи дозатора зв'язані з гідравлічними входами розподільника Р3 для подачі робочої рідини великого тиску до виконавчого пристрою, а в гідролінію зливу підключено підживлювальний акумулятор АК. Виходи гідророзподільника Р3 відповідно зв'язані пропорційними розподільниками Р1 та Р2 за допомогою запобіжних клапанів К31 та К32. Для уникнення раптових навантажень на пропорційний розподільник, в схемі присутні переливні клапани КР1 та КР2. Гідролінія нагнітання зв'язана з лінією зливу запобіжними клапанами К33-К36.

2.1.3. Система контролю положення крокового приводу на основі пропорційного редукційного клапана

Використання такої схеми дає можливість системі автоматично, в автономному режимі підлаштовуватись в залежності від зовнішніх факторів. Зміни, які будуть відбуватись в процесі роботи, будуть враховані системою та її функціонування буде адаптовано під нові умови. Це величезна перевага у порівнянні з першим розглядуваним варіантом. Адже тепер редукційні клапани в автономному режимі змінюють свої налаштування в залежності від, наприклад, зовнішнього навантаження. Але застосовуючи таку систему треба розуміти, що кожна зміна в системі буде запускати процес юстирування. Отже, при зміні навантаження, система буде виконувати один прохід холостий – юстувальний, і вже іншим заходом буде відбуватись виробничий цикл. Такі дії потребують додатковий час та енергію, що звичайно ж позначається на загальній енергоефективності, зниження якої є однією з основних цілей. Також варто відмітити, що використання редукційних клапанів є більш вигідним з точки зору бюджету, ніж пропорційні розподільники або ж оригінальні клапани.

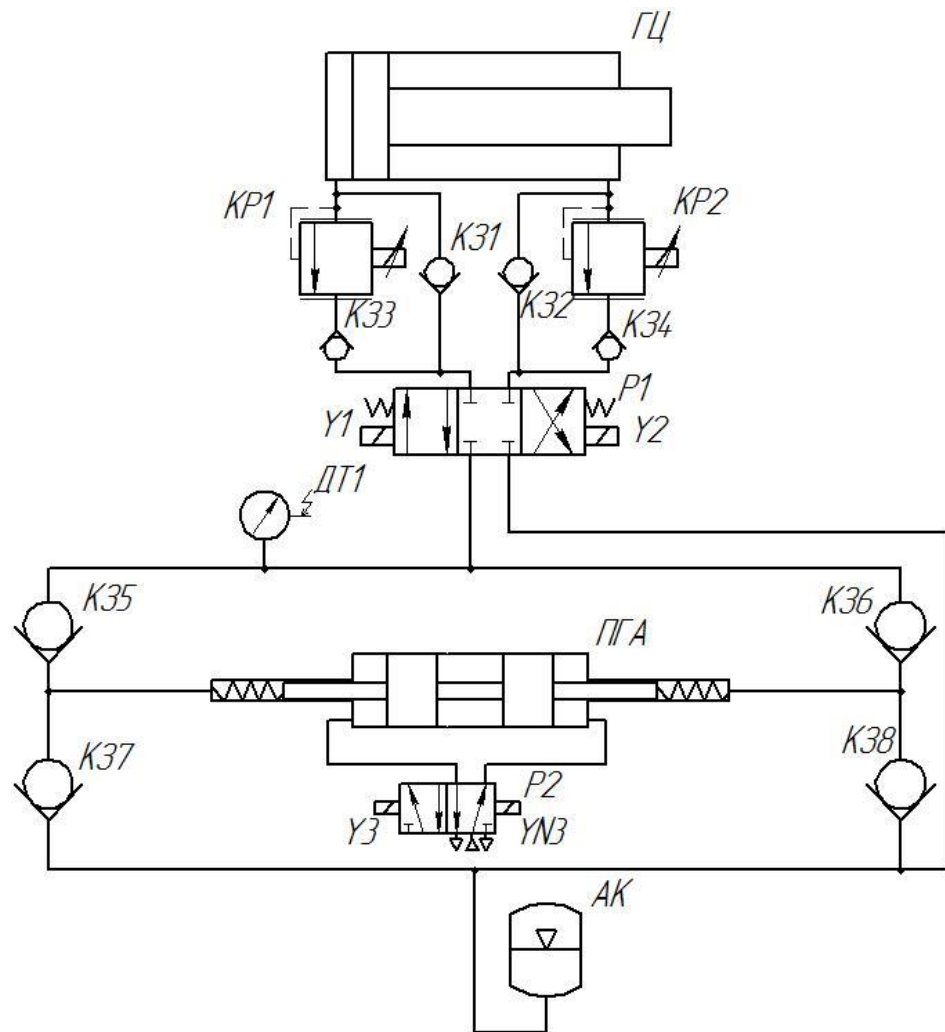


Рис. 2.3. Схема системи контролю положення крокового приводу на основі пропорційного редукційного клапана

Блок програмного управління складається з ЕОМ, що зв'язана, на період програмування, з контролером. Контролер зв'язаний з блоком релейних підсилювачів та джерелом живлення. Виходи релейного підсилювача зв'язані з пневморозподільниками Р2, гідророзподільником Р1 та пропорційними редукційними клапанами КР1 та КР2.

Вихід двотактного пневморозподільника Р2 зв'язаний з пневматичним входом пневмогідравлічного мультиплікатора ПГА, що може бути виконаний, як одноктактним так і двотактним. Гідравлічні виходи дозатора зв'язані з гідравлічними входами розподільника Р1 для подачі робочої рідини великого тиску до виконавчого пристрою, а в гідролінію зливу підключено підживлювальний акумулятор АК. Виходи гідророзподільника Р1 відповідно зв'язані редукційними клапанами КР1 та КР2 за допомогою запобіжних клапанів К31, К32, К33 та К34. Гідролінія нагнітання зв'язана з лінією зливу запобіжними клапанами К35-К38.

2.1.4. Система контролю положення крокового приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням

Таке підключення оригінальних клапанів тиску дозволяє отримати систему, яка не потребує холостого юстувального проходу при зміні зовнішніх факторів. А це в свою чергу дозволяє значно підвищити енергоефективність робочого процесу. Також значною перевагою є використання суто гідравлічного клапана тиску, що дозволяє застосовувати таку систему у відповідних умовах. Адже замінити розподільник P1 та P2 на гідравлічні також не є складністю. І вже тепер отримуємо систему, яка повністю виключає електричну складову, і в той же час автоматично адаптується до змін в умовах роботи, виключає перший юстувальний прохід. Швидке налаштування позначається на швидкодії. Серед недоліків звичайно ж складність та дороговизна такого гідравлічного апарату. Адже він є оригінальним та підбирається до конкретної системи та умов роботи.

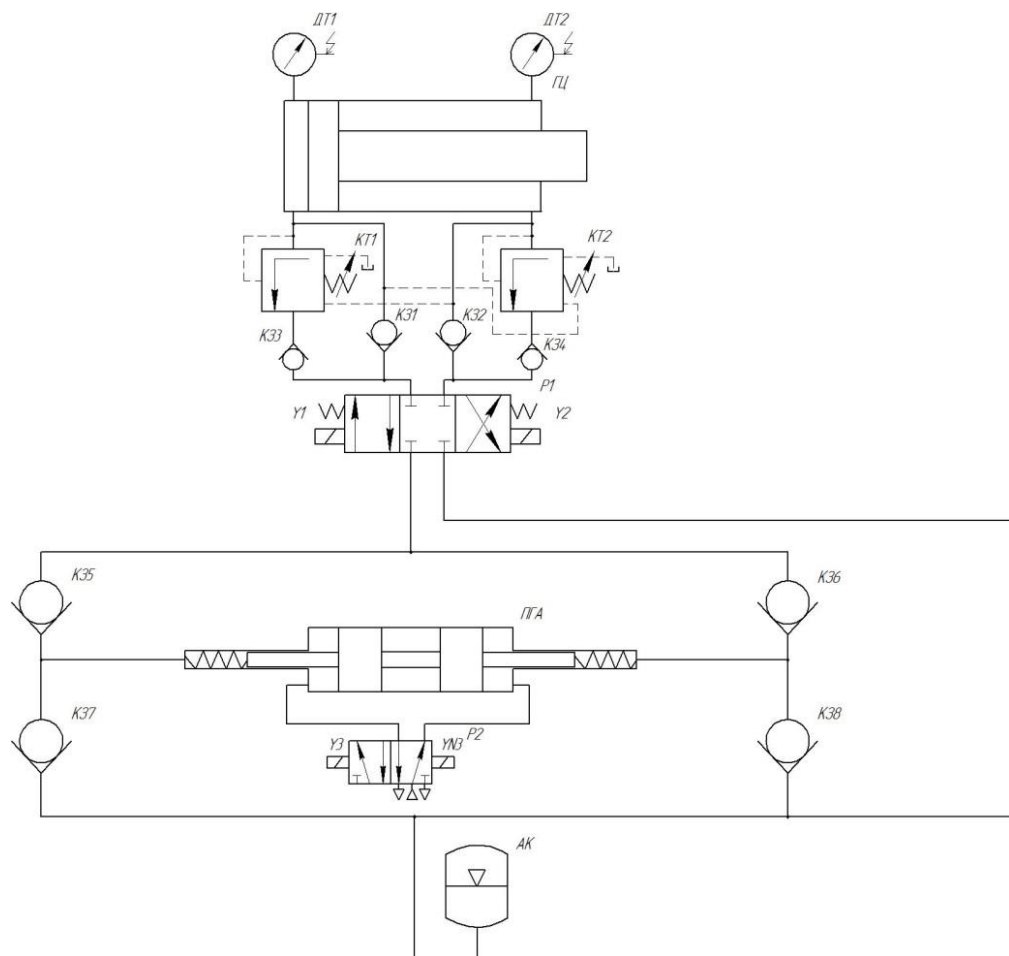


Рис. 2.4. Схема системи контролю положення крокового приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням

Блок програмного управління складається з ЕОМ, що зв'язана, на період програмування, з контролером. Контролер зв'язаний з блоком релейних підсилювачів та джерелом живлення. Виходи релейного підсилювача зв'язані з пневморозподільниками Р2, гідророзподільником Р1 та редукційними клапанами КР1 та КР2.

Вихід двотактного пневморозподільника Р2 зв'язаний з пневматичним входом пневмогідравлічного мультиплікатора ПГА, що може бути виконаний, як одноктактним так і двотактним. Гідравлічні виходи дозатора зв'язані з гідравлічними входами розподільника Р1 для подачі робочої рідини великого тиску до виконавчого пристрою, а в гідролінію зливу підключено підживлювальний акумулятор АК. Виходи гідророзподільника Р1 відповідно зв'язані редукційними клапанами КР1 та КР2 за допомогою запобіжних клапанів К31, К32, К33 та К34. Гідролінія нагнітання зв'язана з лінією зливу запобіжними клапанами К35-К38.

2.2. Проведення розрахунків системи контролю положення крокового приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням

2.2.1. Гідравлічний розрахунок

Вхідні дані: $D = 55 \text{ мм}$; $d = 45 \text{ мм}$; $S = 480 \text{ мм}$.

Визначаємо дійсну витрату робочої рідини

$$Q = \frac{\pi}{4} S n (2D^2 - d^2)$$

$$Q = \frac{3,14}{4} * 0,48 * 2(2 * 0,055^2 - 0,045^2) = 3,03 \text{ л/с}$$

Швидкість робочого та холостого ходу

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 * 3,03 * 10^{-3}}{3,14 * 0,055^2} = 1,28 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 * 3,03 * 10^{-3}}{3,14 * (0,055^2 - 0,045^2)} = 3,86 \text{ м/с}$$

Час робочого та холостого ходів

$$t_1 = \frac{S}{v_1} = \frac{0,48}{1,28} = 0,38 \text{ с}$$

$$t_2 = \frac{S}{v_2} = \frac{0,48}{3,86} = 0,12 \text{ с}$$

Об'єм рідини, що буде надходити у гідросистему за час циклу

$$V = Q * (t_1 + t_2) = 3,03 * 10^{-3} * (0,38 + 0,12) = 1,52 \text{ л/с}$$

Визначаємо діаметри трубопроводів

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 * 3,03 * 10^{-3}}{3,14 * 9}} = 0,020 \text{ м}$$

$$d_{\text{вик}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 * 3,03 * 10^{-3}}{3,14 * 2,5}} = 0,040 \text{ м}$$

$$d_{\text{зл}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 * 3,03 * 10^{-3}}{3,14 * 1,5}} = 0,051 \text{ м}$$

Визначаємо дійсну швидкість руху рідини в трубопроводі

$$v_{\text{н}} = \frac{4 * Q}{\pi d^2} = \frac{4 * 3,03 * 10^{-3}}{3,14 * 0,020^2} = 9,64 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$v_{\text{вик}} = \frac{4 * Q}{\pi d^2} = \frac{4 * 3,03 * 10^{-3}}{3,14 * 0,040^2} = 2,41 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$v_{\text{зл}} = \frac{4 * Q}{\pi d^2} = \frac{4 * 3,03 * 10^{-3}}{3,14 * 0,050^2} = 1,54 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Визначення втрат тиску на гідравлічне тертя

Гідравлічні втрати в гідролініях складаються із втрат на гідравлічне тертя, втрат у місцевих опорах і втрат у гідроапаратах .

Втрати тиску на тертя

$$\Delta p_{\text{т}} = \frac{0,5 \lambda l \rho v^2}{d_{\text{т}}}$$

де λ - коефіцієнт тертя; l - довжина ділянки; ρ - щільність; V - середня швидкість рідини, d - діаметр труби або шланга.

Коефіцієнт тертя залежить від режиму плинності рідини й визначається по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

де ν - кінематична в'язкість рідини.

При ламінарному русі рідини ($Re < 2320$).

Враховуючи можливість звуження і викривлення перерізу труби при практичних розрахунках приймають:

$$\lambda = 75 / Re.$$

При турбулентному русі ($Re \geq 2320$) коефіцієнт тертя залежить від числа Рейнольдса, й від відносної шорсткості стінок каналу. Сталеві труби мають шорсткість $\Delta = 0,03$ мм, труби з кольорових металів вважаються практично гладкими.

- Нагнітаюча лінія ($l = 3$ м)

коефіцієнт Рейнольда: $Re = \frac{9,64 \cdot 0,020}{0,001} = 192,8 < 2320$ – ламінарний режим

коефіцієнт Дарсі: $\lambda = \frac{75}{192,8} = 0,389$;

втрати на гідравлічне тертя:

$$\Delta p_t = \frac{0,5 \cdot 0,389 \cdot 3 \cdot 880 \cdot 9,64^2}{0,020} = 0,2 \text{ Мпа}$$

- Виконавча лінія ($l = 1,5$ м)

коефіцієнт Рейнольда: $Re = \frac{2,41 \cdot 0,040}{0,001} = 96,4 < 2320$ – ламінарний режим

коефіцієнт Дарсі: $\lambda = \frac{75}{96,4} = 0,778$;

втрати на гідравлічне тертя:

$$\Delta p_t = \frac{0,5 * 0,778 * 1,5 * 880 * 2,41^2}{0,040} = 0,07 \text{ Мпа}$$

- Зливна лінія ($l = 2,5 \text{ м}$)

коефіцієнт Рейнольда: $Re = \frac{1,54 * 0,050}{0,001} = 177 < 2320$ – ламінарний режим

коефіцієнт Дарсі: $\lambda = \frac{75}{177} = 0,424$;

втрати на гідравлічне тертя:

$$\Delta p_t = \frac{0,5 * 0,424 * 3 * 880 * 1,54^2}{0,051} = 0,027 \text{ Мпа}$$

Сумарні втрати на гідравлічне тертя

$$\Delta p_t = 0,027 + 0,07 + 0,2 = 0,297 \text{ МПа} = 297 \text{ 000 Па}$$

Визначення втрат у місцевих опорах

При $Re > 10^5$ коефіцієнт тертя практично не залежить від Re і можна прийняти $\lambda = 0,02$. Втрати на місцевих опорах визначимо по формулі:

$$\Delta p_m = 0,5 \rho \epsilon v^2$$

- Нагнітаюча лінія

Трійник

$$\Delta p_m = 0,5 * 880 * 2,3 * 9,64^2 = 0,094 \text{ Мпа}$$

Обернений клапан

$$\Delta p_m = 0,5 * 880 * 2,3 * 9,64^2 = 0,094 \text{ Мпа}$$

Раптове розширення

$$\Delta p_m = 0,5 * 880 * 0,9 * 9,64^2 = 0,037 \text{ Мпа}$$

Визначення втрат у гідроапаратах

Втрати в гідравлічних апаратах, установлених на ділянці що розраховується, наведені в довідниках і каталогах на гідроапаратуру й вибираються для максимальної витрати через гідроапарат.

- Зворотній клапан: $\Delta p = 0,15 \text{ МПа}$
 - Розподільник: $\Delta p = 0,45 \text{ МПа}$
- $$\sum \Delta p = 0,6 \text{ МПа}$$

Зусилля, яке буде розвивати гідроциліндр при витягуванні штоку:

$$F = p * \frac{\pi D^2}{4} = 10 * 10^6 * \frac{3,14 * 0,055^2}{4} = 23,75 \text{ кН}$$

2.2.2. Розрахунок золотникового розподільника

Вхідні дані:

$P_{\text{п}} = 500 \text{ бар}$ – тиск живлення.

$Q_0 = 3,03 \text{ л/с.}$ – робоча подача

$P_{\text{сл}} = 1 \text{ бар}$ – тиск зливу.

Рідина НЛР, $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$ – густина рр..

$Q_{\text{зт}} = 9 \text{ см}^3/\text{с.}$ – розхід через кромки золотника.

Ступінь фільтрації 5 мкм.

Вибираємо перекриття золотника.

$$h_0 = 2\delta = 2 * 0,005 = 10 * 10^{-3} \text{ мм.}$$

Розраховуємо гідравлічну провідність однієї кромки золотника при $h = h_{\text{max}}$

$$G_{\text{max}} = \frac{Q_0}{\sqrt{\frac{1}{2} (P_{\text{п}} - P_{\text{сл}})}} = 0,0808 * 10^{-6}$$

Визначаємо площу дросельного вікна при $h = h_{\text{max}}$, при $Re = 2320$, $\mu = 0,7 = \text{const.}$

$$F_0 = \frac{G_{\text{max}}}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho}}} = 2,4 * 10^{-6} \text{ м}^2 = 2,4 \text{ мм}^2$$

Визначаємо площу перерізу підводящого кінцевого каналу шийки золотника.

$$F_k = \frac{Q_0}{V_{\text{доп}}} = \frac{8.5 * 10^{-5}}{15} = 5.67 \text{ мм}^2$$

Розраховуємо діаметр золотника та вибираємо ближчий більший з стандартного ряду (2.5, 3, 4, 5, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40).

$$d_3 = 2 * \sqrt{\frac{Q_0}{\pi(1 - m^2)V_{\text{доп}}}};$$

$$d_3 = 2 * \sqrt{\frac{3.03 * 10^{-3}}{3.14(1 - 0.5^2)15}} = 18.52 \text{ мм}$$

З метою більшої технологічності та покращення умов роботи вибираємо

$$d_3 = 20 \text{ мм.}$$

Визначаємо діаметр шийки золотника

$$d_{\text{ш}} = m * d_3 = 0.5 * 20 = 10 \text{ мм.}$$

Шукаємо максимальне зміщення золотника, воно повинно бути достатньо малим.

$$h_{\text{max}} \leq (0.04 \dots 0.1)d_3$$

$$h_{\text{max}} = \frac{\delta}{0.02} = \frac{0.005}{0.02} = 0.25 \text{ мм.}$$

2.2.3. Розрахунок зусилля пружини

Для розрахунку зусилля пружини, необхідно визначити тиск, який діє на золотник клапана зі штокової порожнини циліндра. Для цього знайдемо тиск у штоковій порожнині циліндра (рис. 2.5) з умови рівноваги:

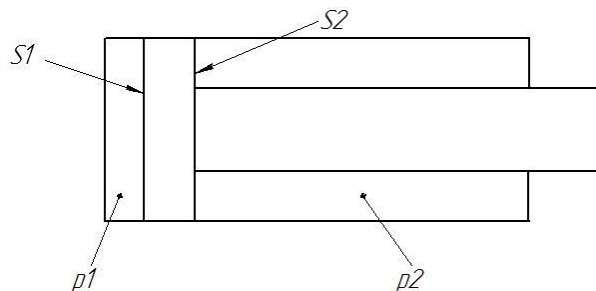


Рис. 2.5. Розрахункова схема гідравлічного циліндра

$$F_1 = p_1 \cdot S_1 = 100 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \frac{(55 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 240H$$

$$F_2 = p_1 \cdot S_2 = 100 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \frac{((55^2 - 45^2) \cdot 10^{-6})}{4} = 79H$$

$$F_1 = F_2 + F_{\Delta}$$

$$p_{\Delta} = \frac{F_{\Delta}}{S_2} = \frac{161 \cdot 4}{\pi \cdot ((55^2 - 45^2) \cdot 10^{-6})} = 2atm$$

Наступним кроком визначаються зусилля, які діють на золотник клапана (рис. 2.6). З умови рівноваги знаходимо зусилля пружини:

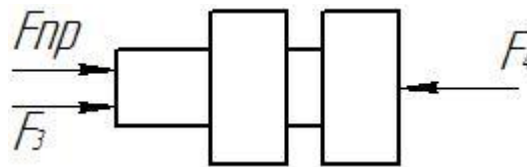


Рис. 2.6. Розрахункова схема золотника клапана тиску

$$F_3 = p_1 \cdot S_3 = 100 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \frac{(10 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 8H$$

$$F_4 = (p_1 + p_{\Delta}) \cdot S_4 = 300 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \frac{(20 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 93H$$

$$F_{np} = F_4 - F_3 = 93 - 8 = 85H$$

Загальний математичний вираз (2.1) являє собою залежність геометричних параметрів гідравлічного циліндра та золотника клапана тиску на зусилля обраної пружини. Як видно з наведеної залежності, маючи конкретні значення будь-яких величин з легкістю можна знайти іншу шукану величину.

$$F_{np} = \frac{p_1 \cdot S_1}{S_2} \cdot S_4 - p_1 \cdot S_3 \quad (2.1)$$

2.3. Розроблення математичної моделі клапана тиску з гідравлічним керуванням

Математична модель клапана тиску складається з двох основних частин: модель механічної взаємодії (переміщення золотника) та модель гідравлічної взаємодії.

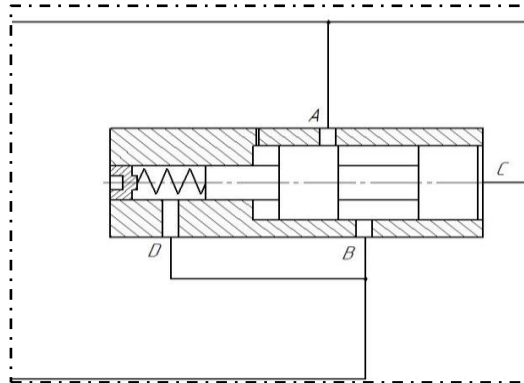


Рис. 2.7. Схема підключення клапана тиску з гідравлічним керуванням

Математична модель клапана тиску побудована в наступній послідовності: визначено модулі, побудовано моделі модулів, проведено тестування модулів, узгоджено роботу модулів у складі моделі клапана тиску.

Модулі включають в себе наступні типові елементи: гідравлічний дросель, гідравлічну камеру, поршень, механічну пружину.

Поєднавши типові елементи у відповідності до порядку виконання окремих дій у робочому процесі отримано схему будови моделі (рис. 2.8) клапана тиску з гідравлічним керуванням. Схема відображає роботу клапана тиску.

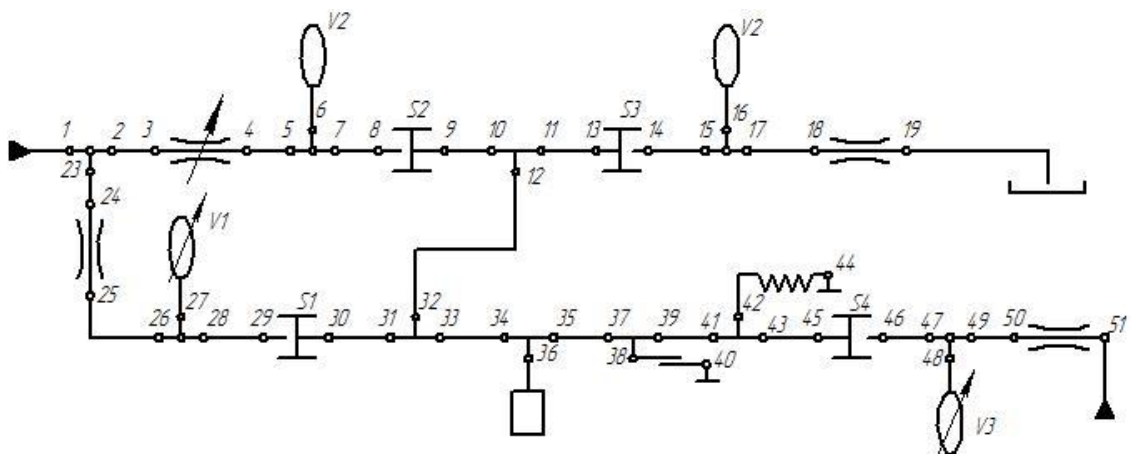


Рис. 2.8. Схема будови моделі клапана тиску з гідравлічним керуванням

Компоненти функціонують за наступним порядком: на контакт 1 гідравлічного діляника подається витрата робочої рідини, через нього потоки діляться до контактів 2 та

23. Після контакту 2 рідина проходить гідравлічний дросель. Через наступний дільник потік розподіляється на наповнення постійної ємності V2, та на зміну гідравлічної енергії на механічну через площу S2. Контакти 10, 11 та 12 жорстко механічно зв'язані з контактами механічного дільника 31, 32, 33. Внаслідок механічної взаємодії на контакт 13 через площу S3 відбувається зміна енергії на гідравлічну. Через контакти 15, 16, 17 гідравлічного дільника потік направляється на взаємодію ємності V2 та на наступний гідравлічний дросель. Після контакту 19 проходження дроселя, потік рідини потрапляє на злив.

Після контакту 23 потік рідини проходить гідравлічний дросель та потрапляє до наступного дільника. Розділяється у контактах 26, 27, 28 на заповнення змінної ємності V1 та на зміну енергії. За рахунок взаємодії з площею S1 відбувається перехід від гідравлічної енергії до механічної. Дільник з контактами 30, 31 та 32, як вже згадувалося, жорстко пов'язаний з контактами іншого механічного дільника. У наступних механічних дільниках з контактами 34-43 відбувається розподілення енергії на переміщення рухомих мас 36, подолання сил тертя 38 40 та на взаємодію з пружиною 44. Через контакт 45 та взаємодію з площею S4 потік енергії перетворюється у гідравлічний та потрапляє до дільника з контактами 47, 48 та 49. Відбувається взаємодія зі змінною ємністю V3 та проходження гідравлічного дроселя. Після цього потік гідравлічної енергії зв'язується з дільником у контакті 21 та потрапляє у бак. У відповідності до схеми будови моделі записано систему рівнянь механічної та гідравлічної частини (1).

$$\left\{ \begin{array}{l} p = p(t) \\ q_4 = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} \\ q_8 = \frac{v}{S} \\ \frac{dp_6}{dt} = \frac{E}{\Delta V} \cdot q_6 \\ F_9 = p \cdot S \\ \frac{dv_{36}}{dt} = \frac{F_{36}}{m} \\ F_{38} = b \cdot v \\ F_{42} = k \cdot \Delta h + F_{np} \end{array} \right. \quad (3.1)$$

де p – тиск подачі рідини; q_4 – витрата рідини через гідравлічний дросель; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; f – площа поперечного перерізу дроселя; ρ – густина рідини; Δp – перепад тиску на дроселі; v – швидкість руху золотника; S – площа поперечного перерізу

золотника; t – змінна часу; ΔV – зміна об'єму камери в середині золотника; F – механічна сила, яка діє на золотника; m – маса рухомих частин; b – коефіцієнт тертя; k – коефіцієнт жорсткості пружини; Δh – зміна переміщення золотника.

На основі системи рівнянь в середовищі Simulink побудовано математичну модель (рис. 2.9).

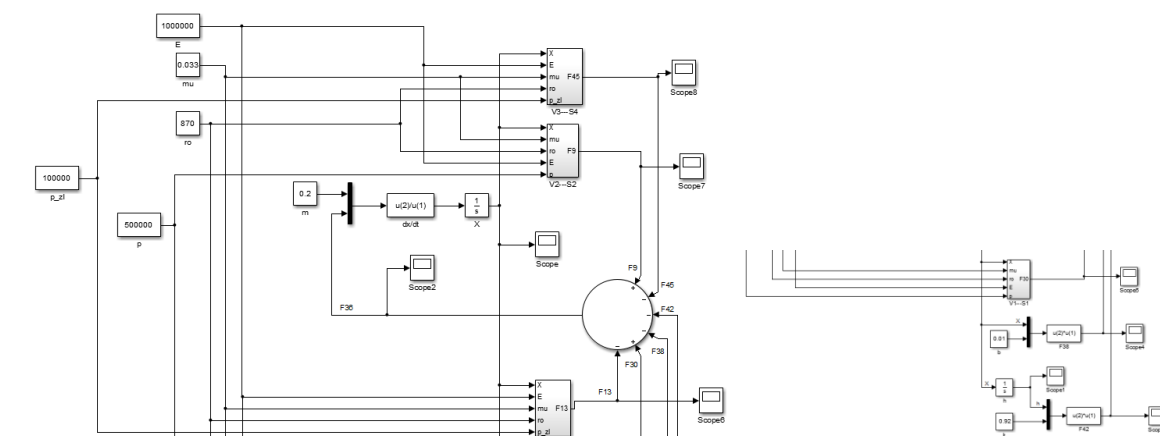


Рис. 2.9. Математична модель клапана тиску з гідравлічним керуванням

2.4. Тестування математичної моделі клапана тиску з гідравлічним керуванням

Для можливості використання модулів клапана тиску в загальній математичній моделі приводу необхідно перевірити коректність їх роботи.

Модель клапана тиску перевірено на робото здатність.

При тестуванні задані наступні вхідні дані: тиск живлення – 5 бар, тиск зливу – 1 бар, діаметр золотника клапана – 20 мм, діаметр шийки золотника – 10 мм, діаметр вхідного/вихідного отвору – 6 мм.

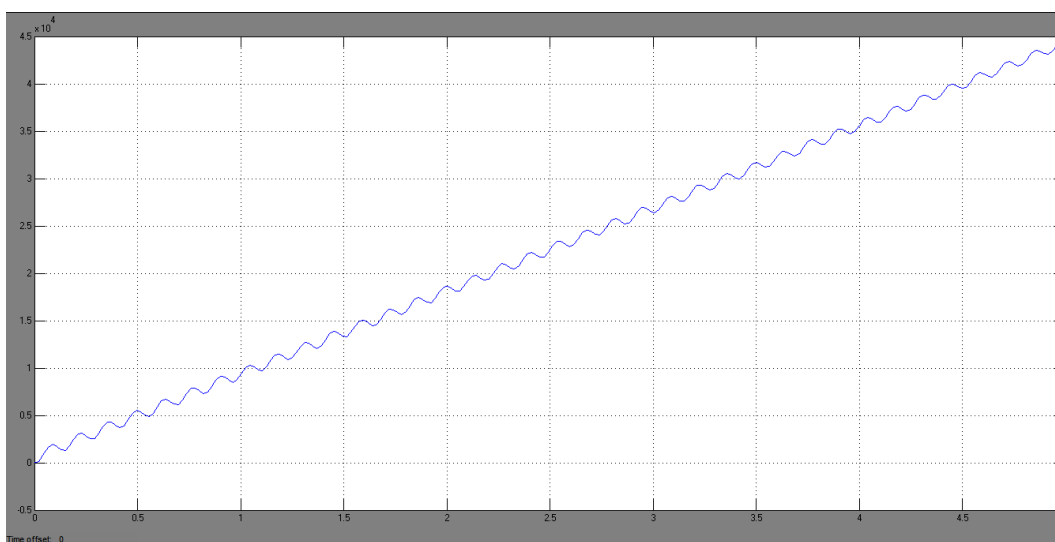


Рис.2.10. Графік переміщення золотника при високому тиску живлення

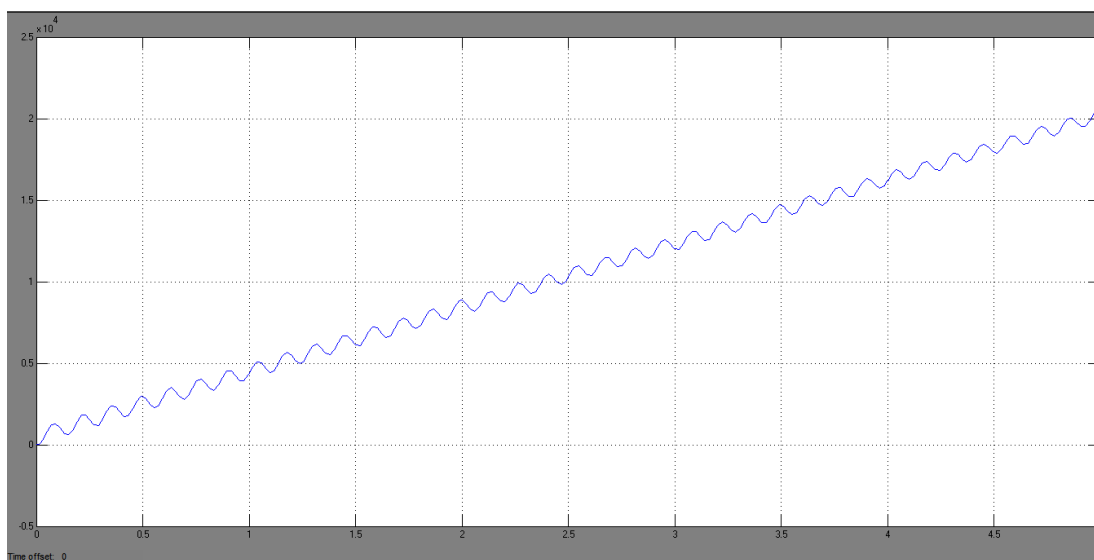


Рис. 2.11. Графік переміщення золотника при низькому тиску живлення

Проаналізувавши результати проведених експериментів, можна стверджувати, що модель працює коректно. Графіки зміни переміщення золотника (рис.2.10, рис.2.11), внаслідок зміни тиску живлення, це підтверджують. Знижуючи тиск живлення (навантаження), переміщення золотника за той же проміжок часу зменшується (рис.2.11), що не суперечить фізичному змісту. Аналогічно і зі зміною тиск зливу, що є супротивом в даній моделі.

РОЗДІЛ 3. ПРОВЕДЕННЯ МОДЕЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Модельні дослідження клапана тиску з гідравлічним керуванням

Клапан тиску характеризується такими основними характеристиками: швидкість переміщення золотника, максимальний хід золотника, тиск в камері керування та тиск в камері супротиву.

На максимальну швидкість руху золотника в середині клапана впливає маса рухомих частин, тобто маса самого золотника (рис.3.1). Маса також суттєво впливає на час досягнення золотником крайньої позиції – тобто проходження максимального ходу 7 мм (рис. 3.2).

Дослідження проводиться при наступних параметрах: тиск джерела живлення 5 атм; діаметр золотника 20 мм; хід золотника 7 мм; жорсткість пружини 0,92; маса золотника 0,1-0,5 кг; відношення площ 3,02.

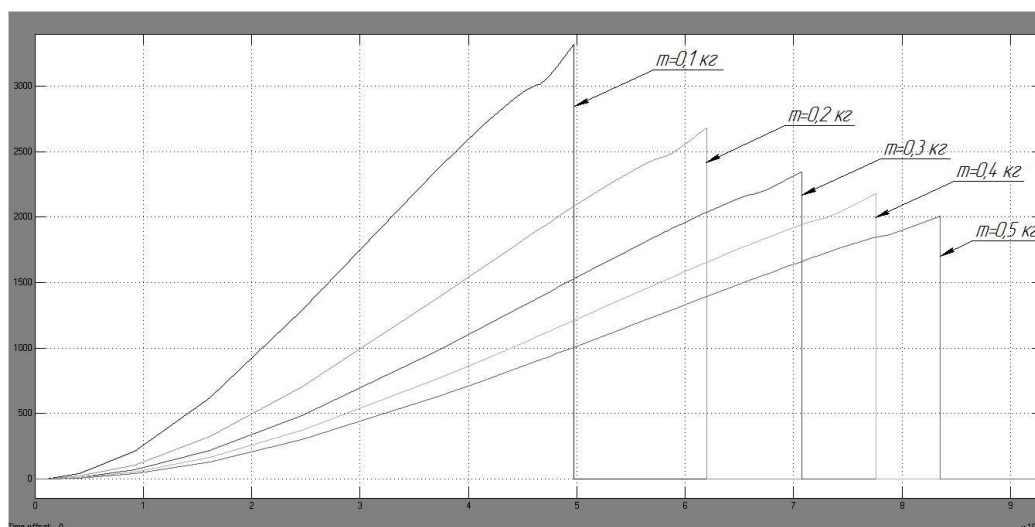


Рис.3.1. Залежність максимальної швидкості від маси золотника

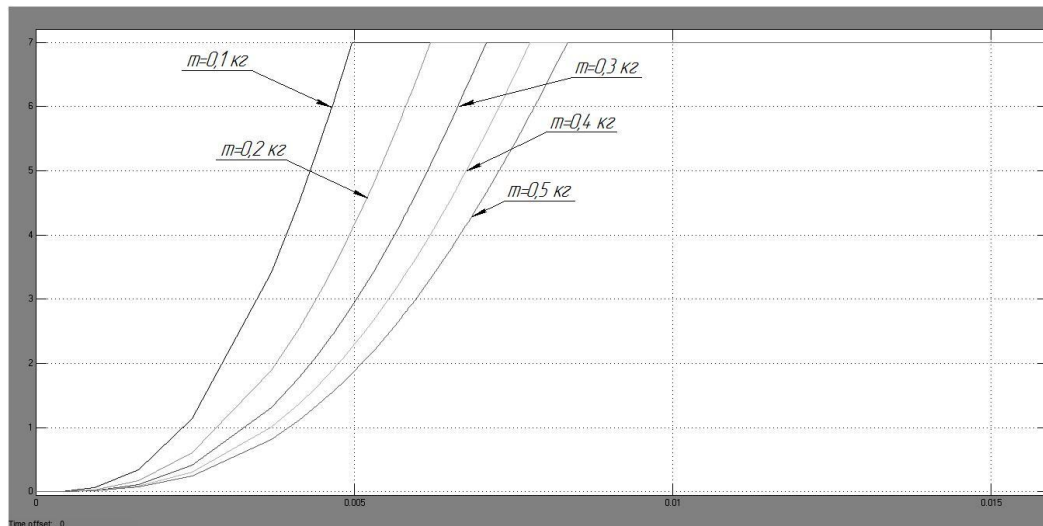


Рис. 3.2. Залежність швидкості переміщення золотника від його маси

З результатів дослідження видно, що підвищення маси рухомих частин клапана тиску сприяє повільнішому набору максимальної швидкості, а також зменшенню фактичного значення максимальної швидкості переміщення золотника. Це, в свою чергу, впливає на час переміщення рухомих частин, зі зменшенням швидкості. Внаслідок підвищення маси золотник має меншу максимальну швидкість та більший час переміщення до крайньої точки. Таким чином для вибору раціональної маси золотника необхідне узгодження з робочою частотою привода, так як маса золотника впливає на робочу частоту системи. Збільшення маси золотника призводить до зменшення загальної пропускної частоти керуючих імпульсів, що може відпрацювати позиційний привод.

На наступному етапі було змінено параметри пружини в камері супротиву клапана тиску. Ця характеристика впливає на максимальну швидкість золотника та час її досягнення (рис. 3.3).

Дослідження проводиться при наступних параметрах: тиск джерела живлення 5 атм; діаметр золотника 20 мм; хід золотника 7 мм; жорсткість пружини 0,22, 0,42, 0,62, 0,82, 0,92; маса золотника 0,5 кг; відношення площ 3,02.

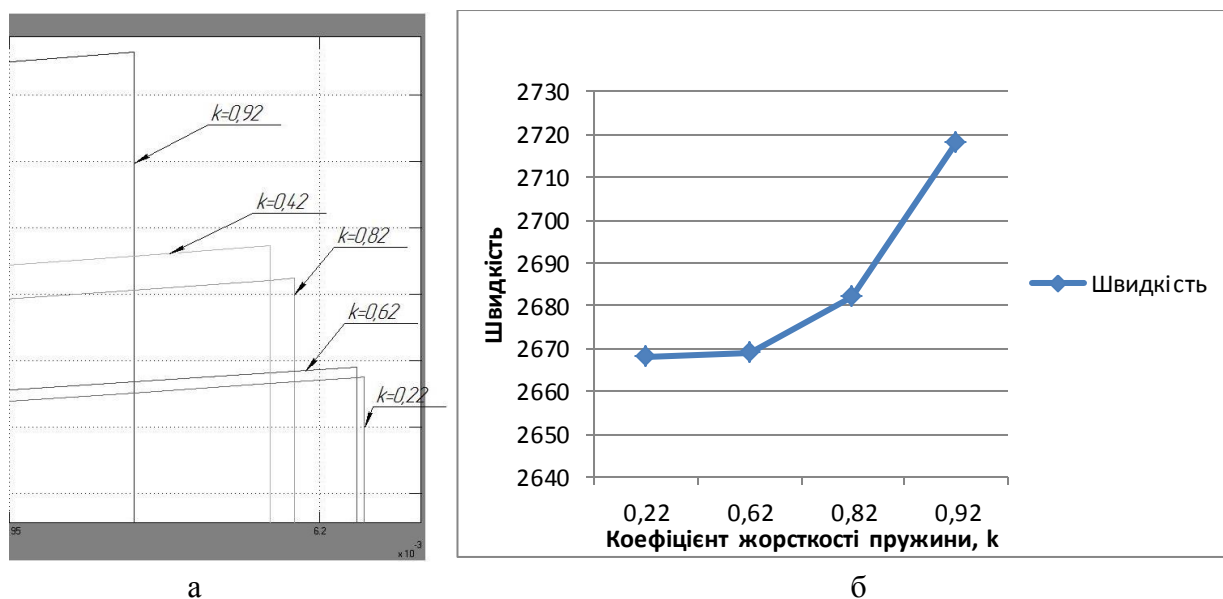


Рис. 3.3. Залежність швидкості переміщення золотника при різній жорсткості пружини (а) та залежність швидкості переміщення золотника від жорсткості пружини (б)

Як показали результати досліджень, характеристики швидкості зменшуються зі зниженням коефіцієнта жорсткості пружини. Це пояснюється тим, що при більш м'якій пружині, золотник починає рухатися раніше, але повільніше. Завдяки цьому упор досягається повільніше і при меншій максимальній швидкості. Варто звернути увагу на те, що швидкість змінюється нелінійно, так значенню $k=0,82$ відповідає менша швидкість, ніж значенню $k=0,42$.

Наступне дослідження було проведено на основі зміни тиску живлення від джерела. Об'єктом дослідження були тиск в камері керування клапаном (рис.3.4) та тиск в камері підпору (рис.3.5).

Дослідження проводиться при наступних параметрах: тиск джерела живлення 1-5 атм; діаметр золотника 20 мм; хід золотника 7 мм; жорсткість пружини 0,92; маса золотника 0,5 кг; відношення площ 3,02.

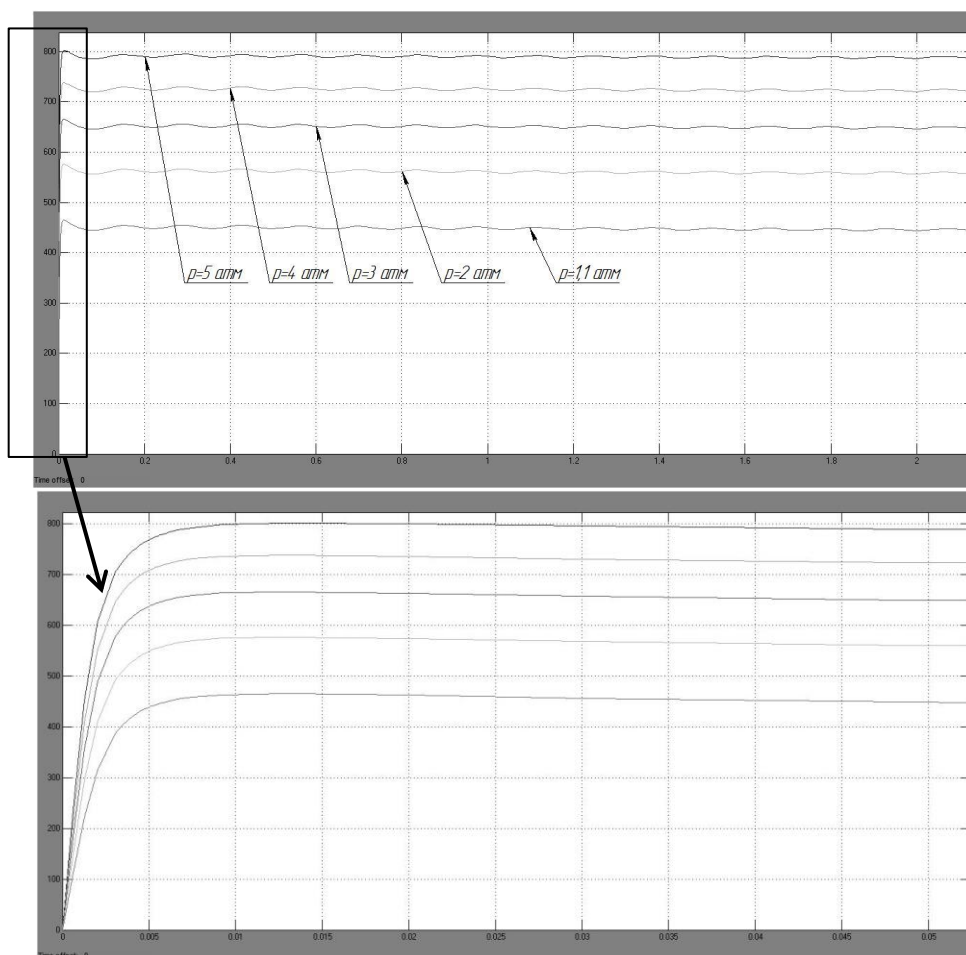


Рис 3.4. Залежність тиску в камері керування клапана від тиску живлення від джерела

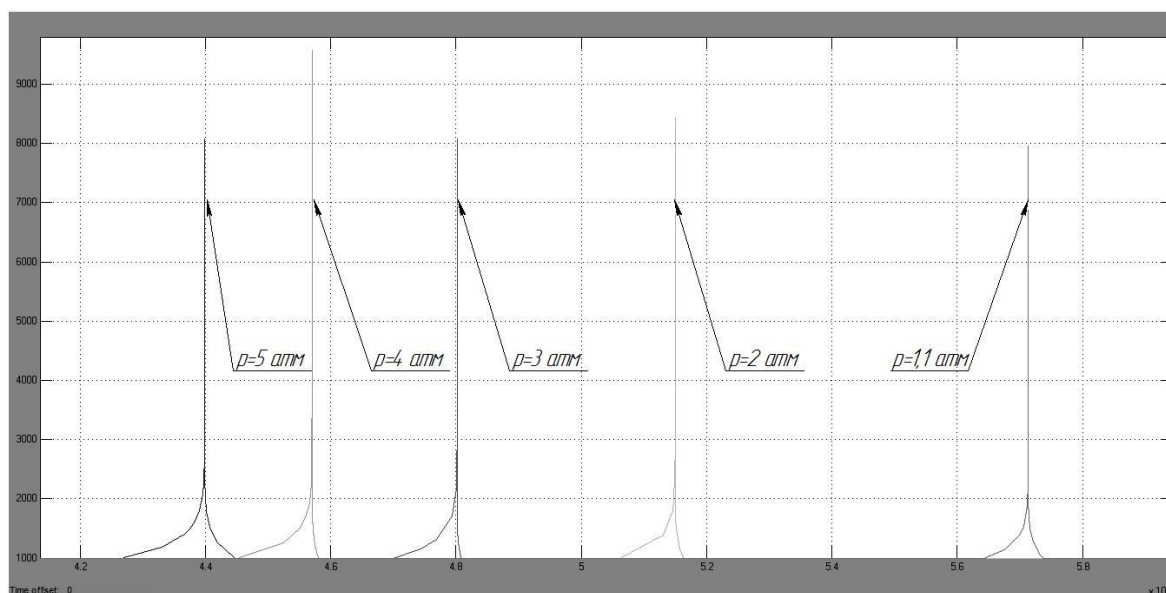


Рис. 3.5. Залежність тиску в камері супротиву
від тиску живлення джерела

З результатів дослідження видно, що при зменшенні тиску живлення зменшується і максимальний тиск в камері керування. Цей тиск відповідає за момент зрушення

золотника. Тобто зменшуючи тиск живлення, зменшується необхідний тиск для зрушення золотника. Це обумовлено тим, що тиск живлення виконує роль тиску супротиву. На рис. 3.10 зображений момент зрушення золотника. Як видно з досліджень, зменшуючи тиск живлення відкриття клапану відбувається пізніше. Це можна пояснити тим, що при зменшенні тиску живлення, тиск в штоковій порожнині циліндра підвищується повільніше, а цей тиск виконує роль тиску керування. Отже значення тиску керування, необхідне для зрушення, досягається повільніше, від цього і мить відкриття зсувається.

На наступному етапі було проведено дослідження тиску в камері керування (рис. 3.6) та тиску в камері супротиву (рис.3.7) на основі зміни діаметра штоку.

Дослідження проводиться при наступних параметрах: тиск джерела живлення 5 атм; діаметр золотника 20 мм; хід золотника 7 мм; жорсткість пружини 0,92; маса золотника 0,5 кг; відношення площ 2,22, 2,42, 2,62, 2,82, 3,02.

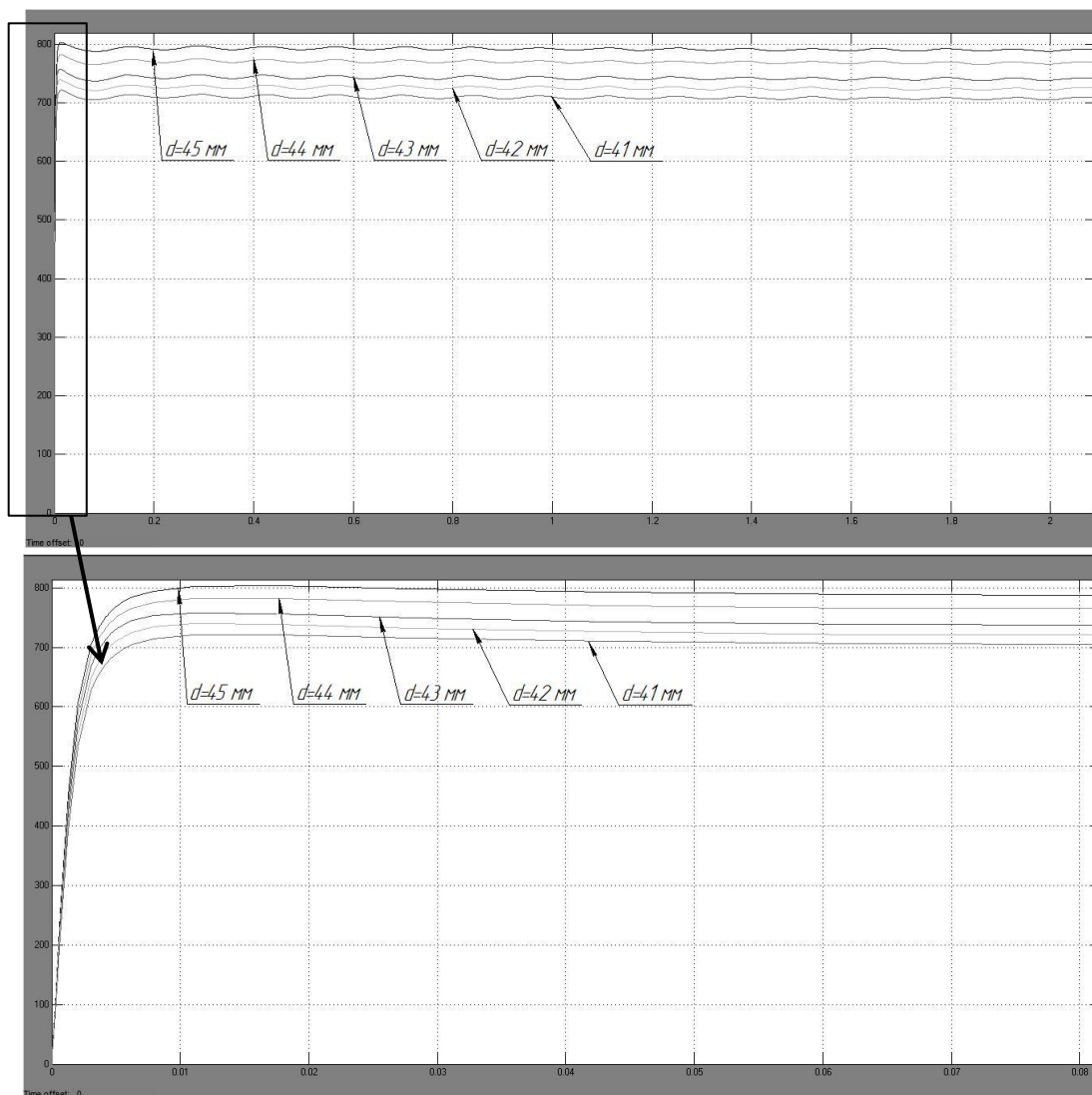


Рис. 3.6. Залежність тиску в камері керування від діаметра штоку циліндра

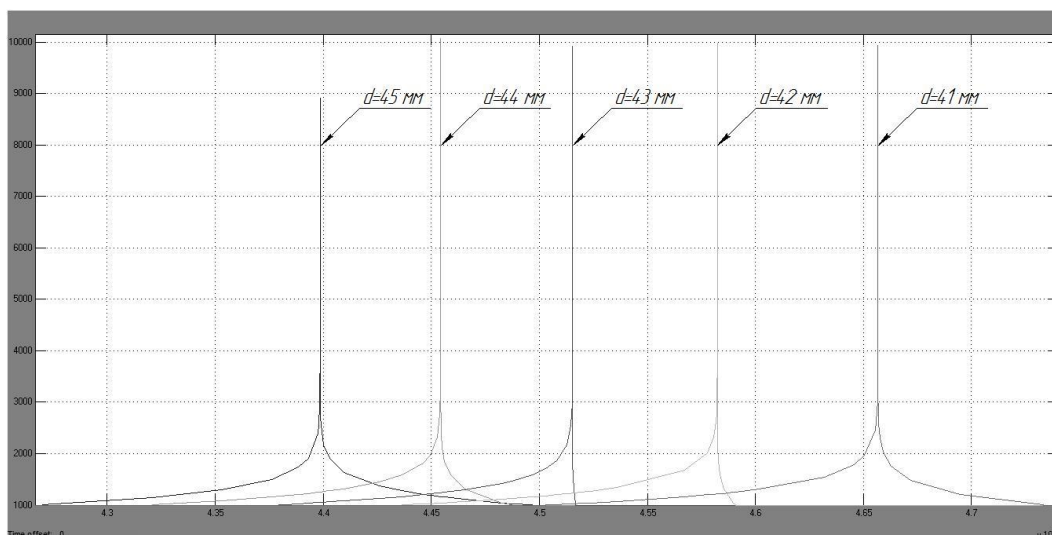


Рис 3.7. Залежність тиску в камері підпору від діаметра штоку циліндра

Як показали результати досліджень, зменшення діаметру штока призводить до зменшення необхідного тиску для зрушення золотника клапана. Це пояснюється тим, що при зменшенні діаметра штока, ефективна площа штокової порожнини збільшується. Завдяки цьому тиск в камері керування клапана тиску зменшується. Це в свою чергу призводить до того, що момент зрушення відбувається пізніше, тому час максимального тиску та миттєвий його спад приходить на більш пізній момент (рис. 3.7).

3.2. Математична модель системи контролю положення крокового приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням

Вивчення функціональних властивостей та характеристик інших модулів, що входять до складу системи, було проведено на основі системи без застосування клапана тиску [1]. Складові частини математичної моделі системи були наступні: модель пневмогідравлічного дозатора (рис.3.8) та модель гідравлічного циліндру двохсторонньої дії.

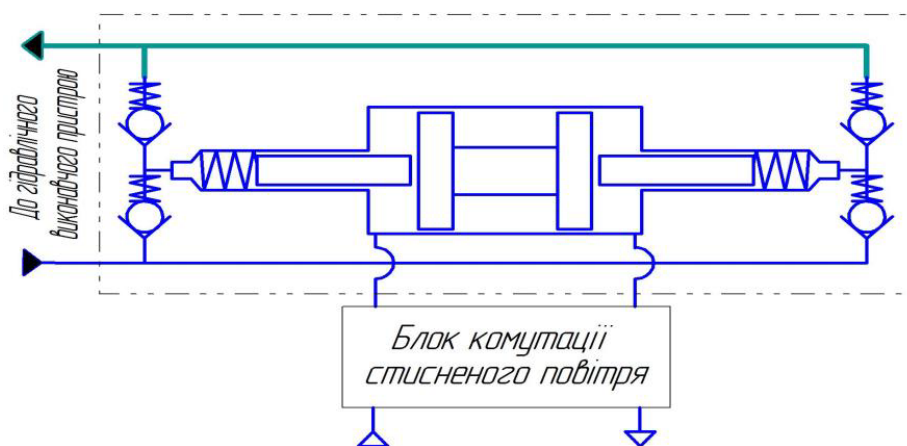


Рис. 3.8. Схема пневмогидравлічного дозатора

При побудові математичної моделі пневмогидравлічного дозатора була дотримана наступна послідовність: визначені модулі, виконана побудова моделей модулів, пройдено тестування, узгоджено взаємодію роботи модулів у складі пневмогидравлічного дозатора [20].

При аналізі наявних модулів було визначено, що однотипні модулі зустрічаються і в гідравлічній, і в пневматичній частині дозатора. В модуль пневматичної частини було включено елементи: поршень, пневмокамера, пневматичний дросель, що створює опір (рис. 3.15). В гідравлічній частині згруповано елементи: гідравлічний дросель, плунжер, пружину та гідравлічну камеру (рис. 3.9).

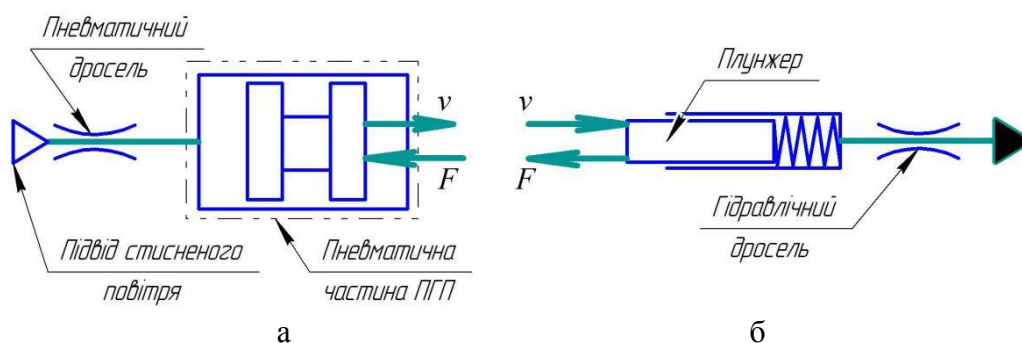


Рис. 3.9. Принципові схеми модулів пневмогидравлічного дозатора
(а – модуль пневматичної частини; б – модуль гідравлічної частини)

Аналіз процесу роботи проведено на основі принципової схеми пневматичної частини дозатора (рис. 3.10). Виконання робочого процесу забезпечує комплект виявлених типових елементів.

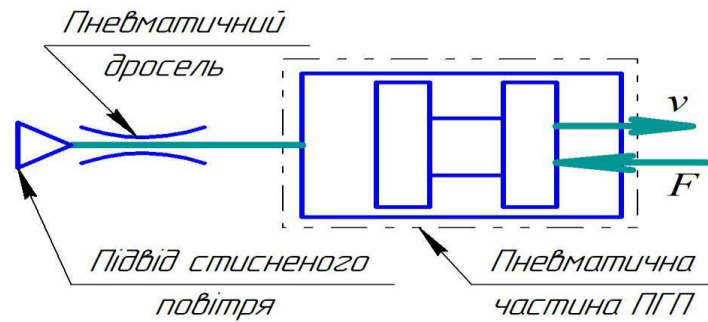


Рис. 3.10. Принципова схема модуля пневматичної частини дозатора

Схему будови моделі(рис. 3.11) виконаємо шляхом з'єднання типових елементів з відповідності до порядку дій, що виконуються протягом процесу роботи. Схема деталізує процес роботи пневматичної частини пневмогідролічного дозатора.

З блоку живлення стисненого повітря подається вхідний сигнал до елементу 1. Надкритичний та підкритичний режим забезпечується за рахунок переключення 2 логічного елемента. Елементи 3-4 створюють витрату стисненого повітря, яка в свою чергу поступає в елемент 7, заповнення пневматичної ємності, та 8, перетворення пневматичної енергії на механічну, за допомогою елементів 5-6.

В елементах 9 і 12 відбувається розподілення механічної енергії на переміщення рухомих мас, елемент 14 та елемент 13, подолання в'язкого тертя. Логічний елемент 10 створює обмеження ходу. Функцію статичних опор забезпечують елементи 11 і 15. Швидкість, створена на пневматичному поршні, є вихідним сигналом. Системи рівнянь механічної (3.2) та пневматичної (3.3) системи складені у відповідності до схеми будови моделі.

$$\left\{ \begin{array}{l} p_1 = p(t), \\ q_3 = 0.0899 \cdot \mu \cdot f \cdot p_1 \cdot \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}, \\ q_4 = 0.02326 \cdot \mu \cdot f \cdot p_1, \\ q_{6.1} = q_3, \text{ при } \sigma = \frac{p_2}{p_1} < 1 \\ q_{6.1} = q_4, \text{ при } \sigma = \frac{p_2}{p_1} > 1 \\ q_{6.2} = q_{6.1} - q_{6.3}, \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_m \cdot q_{6.2} - k \cdot p \cdot \Delta V}{V_0 + \Delta V}, \\ q_{6.3} = \frac{v}{S}, \end{array} \right. \quad (3.2)$$

$$\begin{cases} F_{12.1} = p_2 \cdot S, \\ F_{12.2} = b \cdot v, \\ F_{12.3} = F_{12.1} - F_{12.2}, \\ \frac{dv}{dt} = \frac{F_{12.3}}{m}, \\ v = 0, \quad h = 0, \quad \text{при} \quad h \geq h_{\max} \end{cases} \quad (3.3)$$

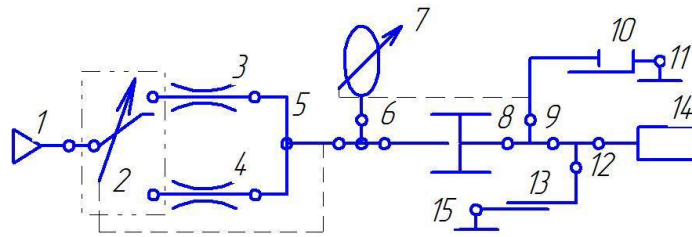


Рис. 3.11. Схема будови моделі пневматичної частини ПГП

На основі наведених вище систем рівнянь побудовано математичну модель в середовищі Simulink (рис. 3.12).

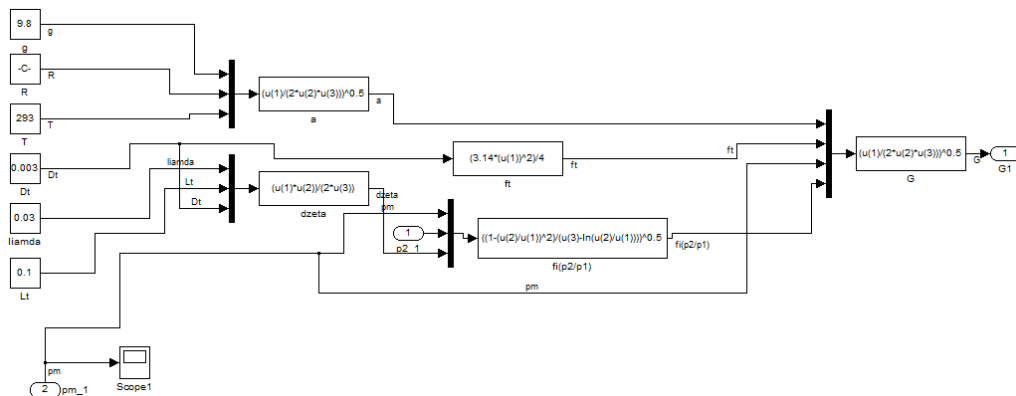


Рис. 3.12. Математична модель пневматичної частини дозатора в середовищі Simulink

Аналіз процесу роботи проведено на основі принципової схеми гідравлічної частини дозатора (рис. 3.13). Виконання робочого процесу забезпечує комплект виявлених типових елементів. Схему будови моделі (рис. 3.14) виконаємо шляхом з'єднання типових елементів з відповідності до порядку дій, що виконуються протягом процесу роботи. Схему деталізує процес роботи гідравлічної частини пневмогідравлічного дозатора.

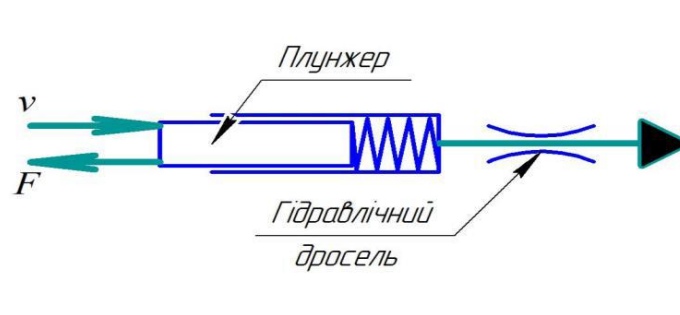


Рис. 3.13. Принципова схема модуля гідравлічної частини дозатора

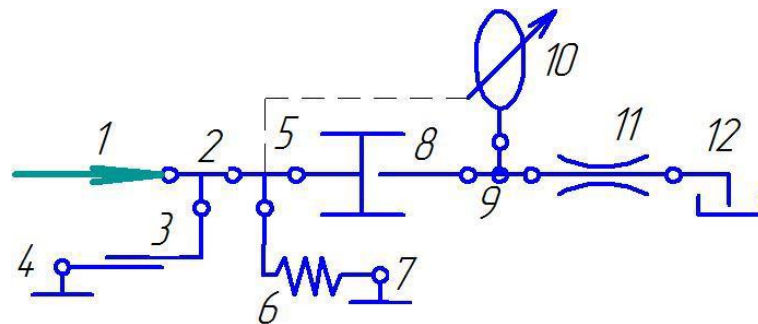


Рис. 3.14. Схема будови моделі гідравлічної частини пневмогідравлічного дозатора

Зусилля F та швидкість v , що передає поршень, є вхідним сигналом до елемента 1. Механічні розподільники 2 і 5 забезпечують розподілення сигналів на механічне тертя, елемент 3, взаємодія з пружиною 6, та у 8 елементі перетворення механічної енергії у гідравлічну. Гідравлічний розподільник 9 виконує розділення енергії до камери змінного об'єму 10 та на вхід дроселя 11. Елемент 12 пропускає витрату рідини до гідравлічного баку. Виходячи зі схеми будови моделі складаємо систему рівнянь (3.4).

$$\begin{cases}
 v = v(t), \\
 F_{2.3} = F_{2.1} - F_{2.2}, \\
 F_{5.3} = F_{2.1} - F_{5.2}, \\
 F_{2.2} = b \cdot v, \\
 F_{5.2} = k \cdot \Delta h, \\
 q_{9.1} = \frac{v}{S}, \\
 q_{9.2} = q_{9.1} - q_{9.3}, \\
 q_{9.3} = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}, \\
 \frac{dp_1}{dt} = \frac{E}{(h_0 \cdot S) - (\Delta h \cdot S)} \cdot q_{9.2}, \\
 F_{\Sigma} = F_{2.1} - F_{2.2} - F_{5.2}.
 \end{cases} \quad (3.4)$$

На основі наведених вище систем рівнянь побудовано математичну модель в середовищі Simulink (рис. 3.15).

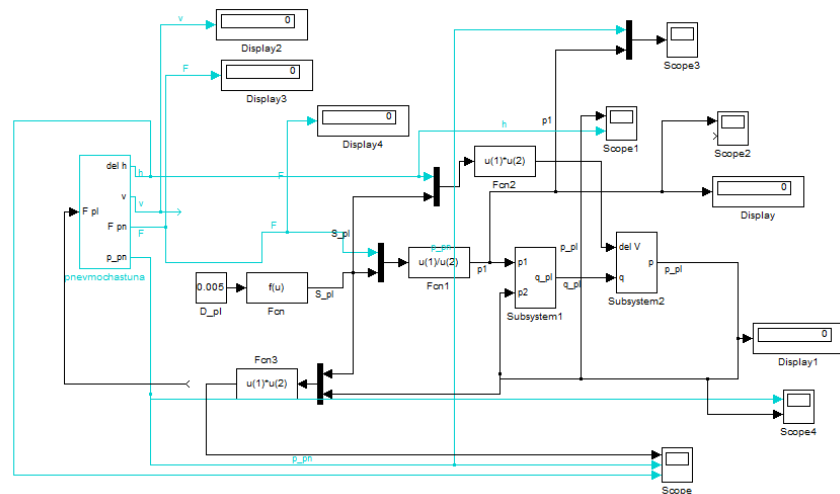


Рис. 3.15. Математична модель гідравлічної частини дозатора в середовищі Simulink

Можливість використання наведених вище модулів була підтверджена перевіркою коректності роботи математичних моделей. Тестування гідравлічної (рис. 3.22) та пневматичної (рис. 3.21) частин дозатора виконувалось окремо.

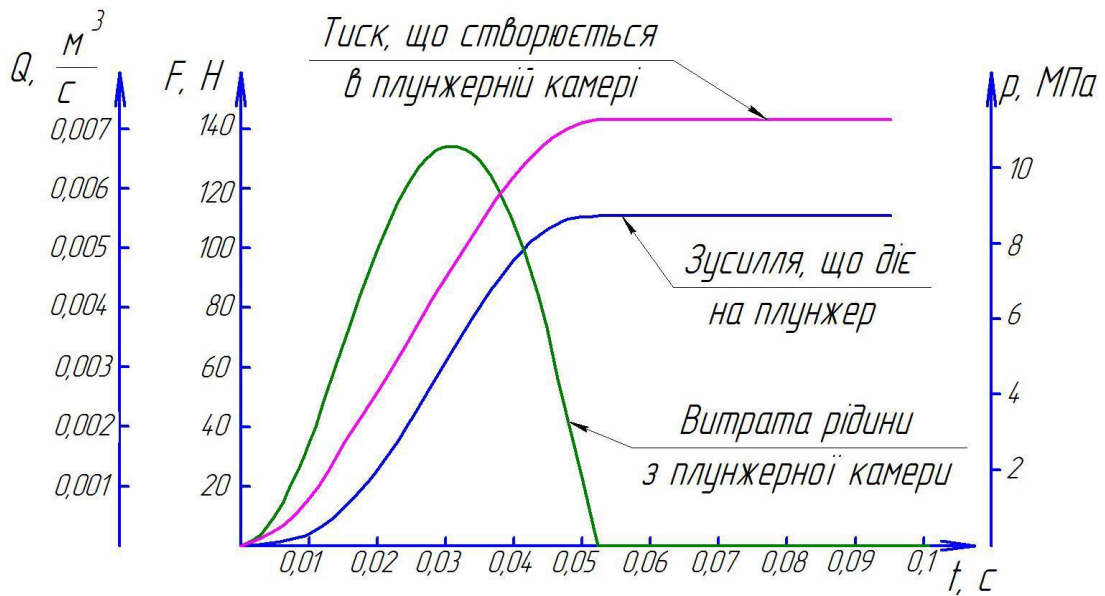


Рис. 3.16. Тестування математичної моделі модуля пневматичної частини дозатора

В ході тестування задано наступні вхідні дані: діаметр гідравлічного плунжера – 5мм; діаметр пневматичного поршня – 20мм; тиск живлення пневматичної частини – 7 бар; робочий хід пневматичного поршня – 10мм.

Графік зміни тисків в пневматичній (рис. 3.16) та плунжерній (рис. 3.17) камерах ПГД не суперечить фізичному змісту. Це в свою чергу підтверджує те, що моделі працюють коректно. Тиск в пневмокамері зростає з початку руху і до досягнення упору. Після цього його значенням залишається сталим. Графіки тиску у плунжерній камері аналогічні.



Рис. 3.17. Тестування математичної моделі модуля гідравлічної частини дозатора

Отже розроблені математичні моделі пневматичної та гідравлічної частин дозатора можна використати для побудови моделі дозатора двотактної дії.

Для врахування двотактної дії дозатора застосовуємо побудовані моделі двох модулів частин дозатора (рис. 3.18). Взаємодіє пневматичної частини з гідравлічною відбувається за параметрами зусилля F та швидкості v .

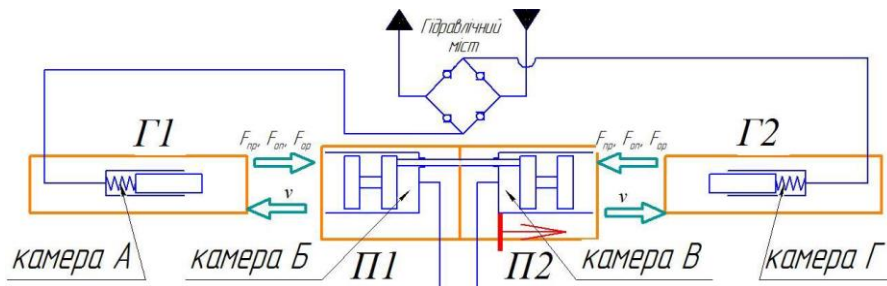


Рис. 3.18. Схема взаємодії модулів у пневмогідравлічному дозаторі

Аналізуючи результат сумісної роботи частин ПГД можна зробити висновок, що модулі працюють коректно. Як видно на графіку (рис. 3.19), пневматичні поршні П1, П2 та гідравлічні плунжери Г1, Г2, при подачі тиску в камеру В, переміщуються до упору. В цей же час, в камерах А (всмоктування робочої рідини) та Б (сполучена з атмосферою) відбувається зниження тиску. А в камерах В (стиснене повітря) та Г (стиснена рідина) тиск підвищується. Такий процес відповідає реальному процесу роботи пневмогідравлічного дозатора. Незмінне значення на графіку переміщення елементів Г1, Г2, П1, П2 відповідає зупинці внаслідок досягнення упору. Далі відбувається зворотній рух. Для цього необхідно змінити напрямок подачі стисненого повітря. Камера Б з'єднується зі стисненим повітрям, а камера В з'єднується з атмосферою. На цей раз в камері А (стиснена рідина) тиск зростає, а в камері Г тиск знижується. Гідравлічні та пневматичні елементи продовжують свій рух до досягнення упору. Після цього зупиняються, відбувається зміна напрямку підключення стисненого повітря і цикл повторюється знову.

Процес моделювання підтвердив коректність та узгодженість роботи моделей модулів пневмогідравлічного дозатора. Результати моделювання зробили можливим використання розроблених моделей модулів у складі моделі крокового приводу.

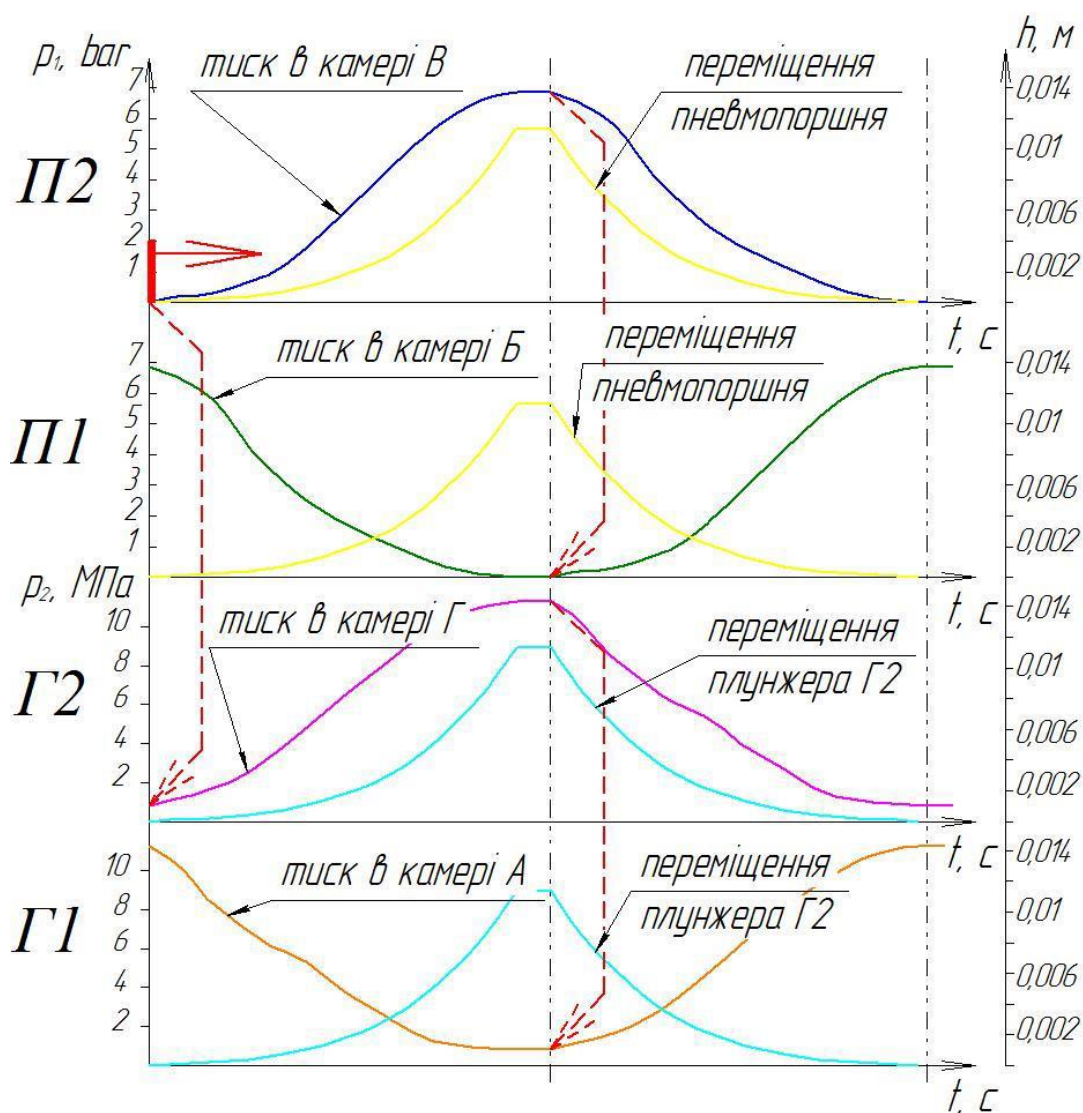


Рис. 3.19. Графіки процесів зміни тисків в камерах дозатора та переміщення пневмопоршня і плунжерів

Математична модель гідравлічного циліндра була побудовано на основі циклічно-модульного підходу. [33] Розроблена розрахункова схема (рис. 3.20) дала можливість побудувати схему будови моделі (рис. 3.21).

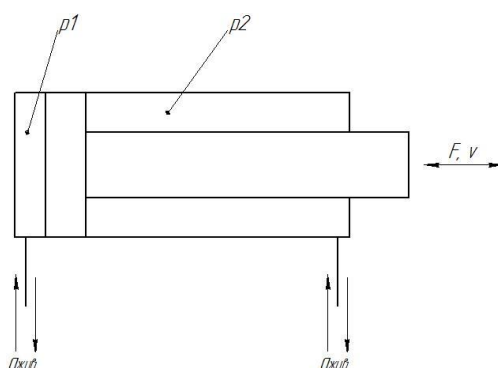


Рис. 3.20. Розрахункова схема гідравлічного циліндра

Схема будови моделі демонструє процес сумісної роботи елементів гідравлічного циліндра. Взаємодія відбувається за наступним порядком: через точку 1 гідравлічного діляника проходить витрата робочої рідини. Через точку 2 рідина потрапляє на заповнення змінної ємності 4. З контакту 3 енергія робочої рідини розділяється на імітацію перетоків рідини між порожнинами циліндра через гідравлічний дросель 21 та через точку 6 в компонент 7 на зміну виду енергії. Далі механічна енергія розділяється на переміщення рухомих мас 11, імітацію упору 18, подолання сил тертя 16. Наступним кроком механічна енергія змінюється на гідравлічну, і через контакти діляника 24, 26, 27 потрапляє на наповнення камери змінного об'єму 28 та до гідравлічного баку. Якщо контакт 1 з'єднати з баком, а витрату робочої рідини забезпечити через точку 26, таким чином буде реалізований рух поршня у зворотному напрямку.

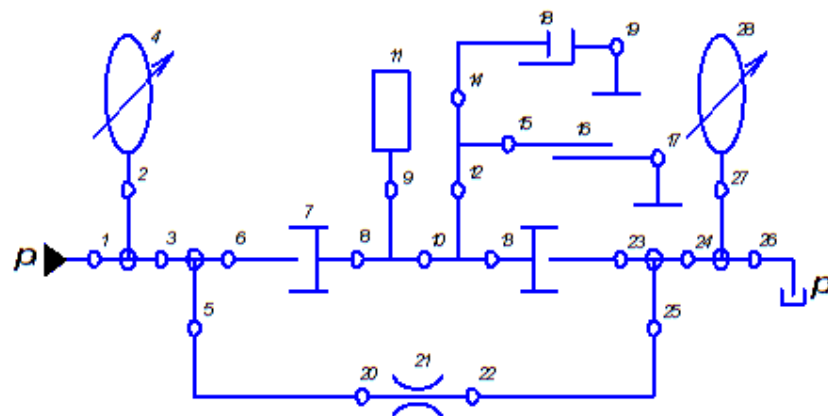


Рис. 3.21. Схема будови моделі гідравлічного циліндра

Систему диференціальних рівнянь (3.5) складаємо на основі схеми будови моделі та таблиці складових елементів, в якій наведено математичний опис компонентів.

$$\left\{ \begin{array}{l} p_1 = p(t), \\ q_2 = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}, \\ q_3 = q_2 - q_4, \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{E}{\Delta V} \cdot q_3, \\ F_1 = p_2 \cdot S, \\ q_4 = v_1 \cdot S, \\ F_2 = F_1 - F_3, \\ \frac{dv_1}{dt} = \frac{F_3}{m}, \\ \frac{dh}{dt} = v, \\ F_5 = F_2 - F_4, \\ F_4 = b \cdot v_1, \\ F_5 = p_3 \cdot S, \\ q_5 = v_1 \cdot S, \\ q_7 = q_5 - q_6, \\ \frac{dp_3}{dt} = \frac{E}{\Delta V} \cdot q_6, \\ q_8 = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_3} \end{array} \right. \quad (3.5)$$

Коректність роботи підтверджуємо з фізичного змісту, згідно якого: при збільшенні тиску живлення – збільшиться зусилля на штоку, відстань переміщення, час перехідного процесу; збільшивши масу рухомих частин – збільшиться час перехідного процесу.

В ході тестування були прийняті наступні вхідні дані: тиск нагнігання – до 0,5 МПа; маса рухомих частин гідравлічного циліндра – 1.0 кг; робочий хід штоку – 0,2 м; діаметр поршня гідравлічного циліндра – 0,042 м; діаметр штоку гідравлічного циліндра – 0,022 м.

Умовні позначення: p_1 – тиск нагнігання, що створює насос; p_2 – тиск в зливній лінії; v – швидкість руху поршня ГЦ; F – зусилля на штоці ГЦ; m – маса рухомих частин ГЦ; h – переміщення штоку.

Подаючи в поршневу порожнину тиск 0,1 МПа та 0,5 МПа отримуємо результати (рис. 3.22), які підтверджують фізичний зміст, що при зростанні тиску в поршневій порожнині, в штоковій порожнині тиск підвищується також (рис. 3.22 а, б). Швидкість

руху штока гідроциліндра (рис. 3.22 в, г), при збільшенні тиску живлення, зростає майже в два рази, що також підтверджує фізичний зміст.

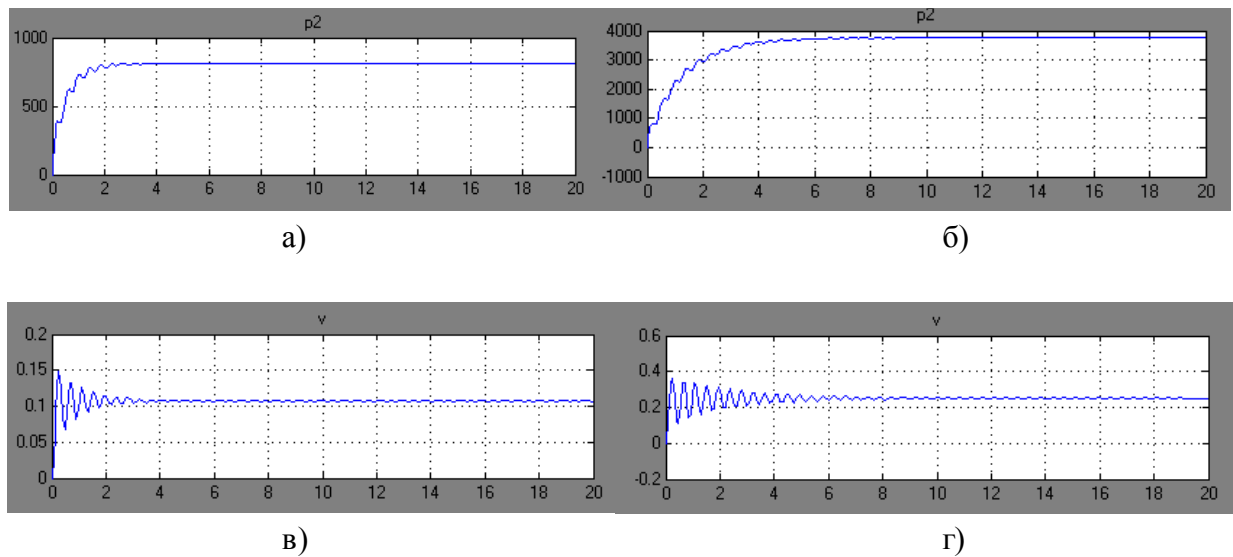


Рис. 3.22. Графіки процесів зміни тиску в штоковій порожнині а), б) та зміни швидкості руху штоку в), г) залежно від вхідного тиску

а), в) дані приведено при вхідному тиску – 0,1 МПа; б), г) дані приведено при вхідному тиску – 0,5 МПа

Час перехідного процесу суттєво змінюється при зміні маси рухомих частин. Збільшуючи масу до 5 кг (рис. 3.23 б) час перехідного процесу збільшився, порівнюючи з показами при масі 1 кг (рис. 3.23 а).

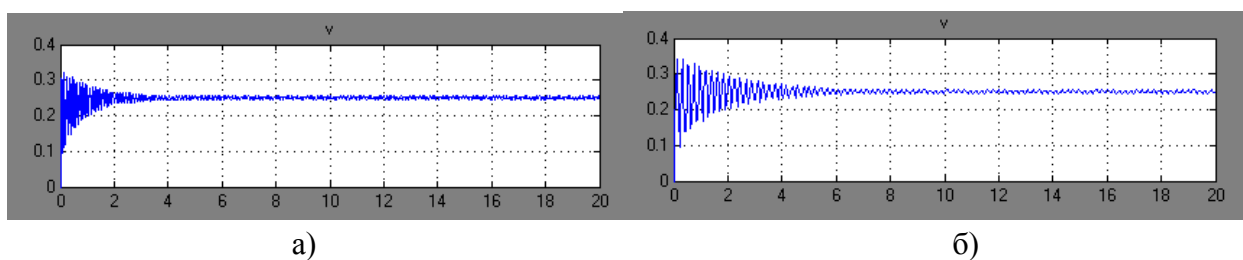


Рис. 3.23. Залежність швидкості руху штоку гідравлічного циліндра від маси рухомих частин а) при $m=1$ кг та б) при $m=5$ кг

Результати проведених тестів показали, що досліджена математична модель поводить себе коректно, у відповідності до фізичного змісту. Даний модуль можна застосовувати про дослідженні процесів, які виникають під час функціонування гідравлічного циліндра. Також модель можна використовувати для дослідження характеристик гідроциліндра.

3.2.1. Схема взаємодії модулів у моделі крокового приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням

Розроблений в попередніх пунктах модуль математичної моделі клапана тиску з гідравлічним керуванням протестований на адекватність і коректність роботи. Встановлено, що модуль працює коректно та адекватно і може бути використаний для побудови моделі позиційного приводу на основі пневмогідравлічного дозатора [20].

Модель позиційного приводу поєднує в собі модулі пневмогідравлічного дозатора, гідроциліндра двосторонньої дії та клапана тиску. Перелічені компоненти відповідно зв'язані між собою (рис. 3.24).

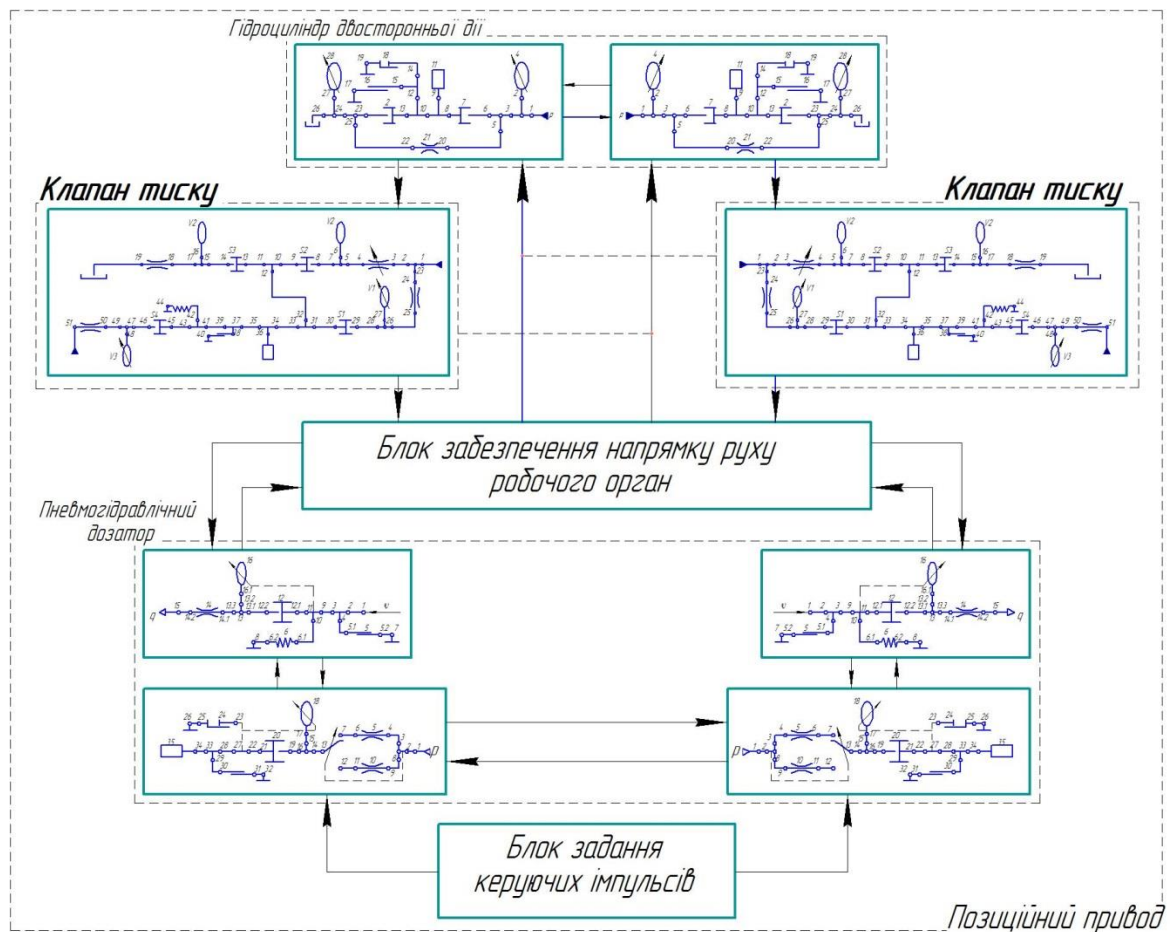


Рис. 3.24. Схема взаємодії модулів математичної моделі системи крокового приводу

На вхід модуля пневмогідравлічного дозатора подаються керуючі імпульси, які по величині та частоті слідування формують блок задання керуючих імпульсів.

У блок пневмогідравлічного дозатора входять модулі гідравлічної та пневматичної частини дозатора. Варто відмітити, що взаємодія блоків пневматичної частини відбувається через механічну складову в моделі. Параметри, що забезпечують взаємодію

гідравлічної та пневматичної частини це: зусилля, швидкість руху плунжера та пневматичного поршня та параметри переміщення. Як результат, сигнали у формі частоти їх слідування та об'єму порції рідини формуються на виході модуля пневмогідравлічного дозатора.

У блоці забезпечення напрямку руху робочого органа відбувається подача відповідних сигналів з виходу пневмогідравлічного дозатора у необхідну порожнину гідроциліндра.

Як ми вже з'ясували, блок гідравлічного циліндра двосторонньої дії отримує сигнали від блоку пневмогідравлічного дозатора. Між цим сигнали проходять через блок забезпечення напрямку руху робочого органа. Внаслідок потрапляння таких сигналів відбувається позиціонування штоку гідроциліндра.

Для можливості позиціонування циліндра при роботі без навантаження, було додано в модель модуль клапана тиску на основі гідравлічного керування. Блок клапана тиску отримує керуючі сигнали від зливних камер гідравлічного циліндра. В залежності від форми та величини таких сигналів, блок клапана тиску пропускає енергію далі або ні. Таким чином рідина з камери гідроциліндра двосторонньої дії не потрапляє до блоку забезпечення напрямку руху робочого органа.

3.3. Методика проведення експериментальних досліджень

3.3.1. Обґрунтування та планування експериментальних досліджень

В процесі експериментів необхідно буде підтвердити функціональні властивості приводу та його складових модулів. Визначити точність позиціонування штоку при роботі з клапаном тиску, зусилля, що розвивається, адаптування клапана тиску до зміни тиску джерела живлення. Дії необхідно виконати для режиму роботи, що відповідає висуванню штоку гідроциліндра (рис. 3.25).

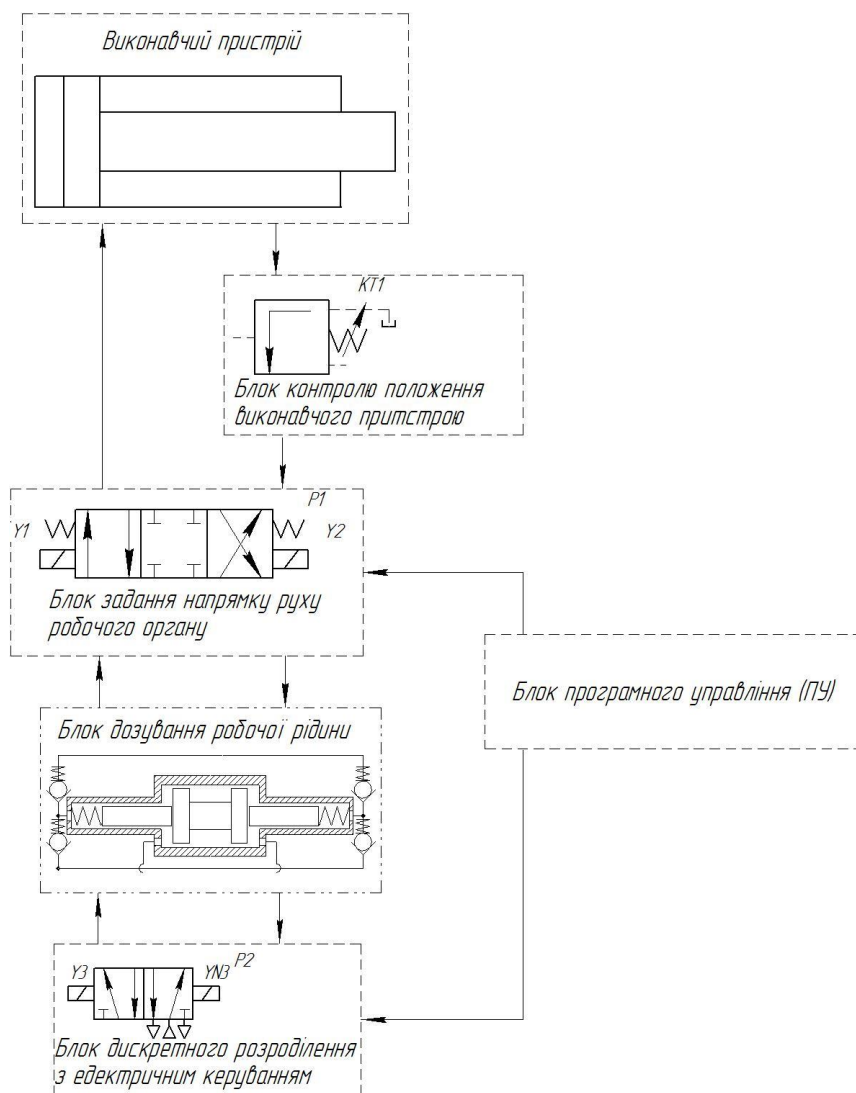


Рис. 3.25. Блок-схема взаємодії елементів позиційного приводу

Додатково в процесі проведення експериментів необхідно встановити максимальну частоту імпульсів дозатора, величину порції робочої рідини, яка подається з плунжерної камери при різних умовах роботи крокового приводу. Величину відкриття клапана тиску при різних умовах процесу роботи.

Планування експерименту, необхідна кількість та умови проведення експериментальних досліджень обирались відповідно до методик, які були описані в роботах [5-11, 13]. За допомогою програми Mathcad 12 [12] були здійснені необхідні розрахунки.

Абсолютна погрішність вимірів визначається відповідно до методик, які були описані у літературі, за формулою [13]:

$$\Delta x = x_1 - x_2 \quad (3.6)$$

де x_1 – значення вимірювальної величини, x_2 – результат виміру.

На наступному етапі потрібно визначити відносну погрішність вимірів за формулою [13]:

$$\Delta x_{\epsilon} = \frac{\Delta x}{x_2} \quad (3.7)$$

Кожне дійсне значення вимірів повторювалось 10 разів для усунення наявності випадкових погрішностей. Для розраховувалось середньоарифметичне значення вимірів за результатами досліджень.

За формулою середньоквадратичного відхилення [13] визначається випадкова величина погрішності виміру:

$$S_p = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (\bar{x} - x_j)^2}{n-1}} \quad (3.8)$$

де \bar{x} – середньоарифметичне значення, x_j – результати кожного виміру, n – число рівно точних вимірів.

За формулою (3.9) перевірялись результати досліджень на наявність грубих погрішностей вимірів, які найбільше відрізнялися від середнього значення:

$$t_{ep} = \frac{x_j - \bar{x}}{S_p} \quad (3.9)$$

По залежності (3.10) визначалось середньоквадратичне відхилення середньоарифметичного значення:

$$S_{\bar{x}} = \frac{S_p}{\sqrt{n}} \quad (3.10)$$

За формулою (3.11) визначалось необхідне число вимірів експерименту:

$$\sigma_x = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (3.11)$$

де σ – похибка вимірів.

Необхідна кількість повторень експериментальних вимірів була розрахована за вище приведеними формулами.

Планування досліджень системи контролю положення позиційного приводу на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням було проведено за вказаними методиками.

Наступним кроком необхідно розробити схему експериментального стенду для проведення експериментальних досліджень, провести підбір необхідної апаратури та виготовити необхідні елементи, які входять до складу експериментального стенду.

3.3.2. Розробка експериментального стенду для проведення досліджень

3.3.2.1. Розробка схеми експериментального стенду

Розроблена схема (рис. 3.26) була побудована для підтвердження основних функціональних властивостей та визначення параметрів роботи клапана тиску в системі контролю положення крокового приводу.

Визначення основних параметрів клапану тиску в складі системи контролю положення крокового приводу виконується з врахуванням параметрів та характеристик: діаметр золотника клапана тиску – 20мм; діаметр шийки золотника – 10мм; максимальний хід золотника клапана тиску – 7мм; діаметр поршня гідроциліндра – 55мм; діаметр штока – 45мм; тиск джерела живлення – 5 бар; тиск підживлення – 1 бар.

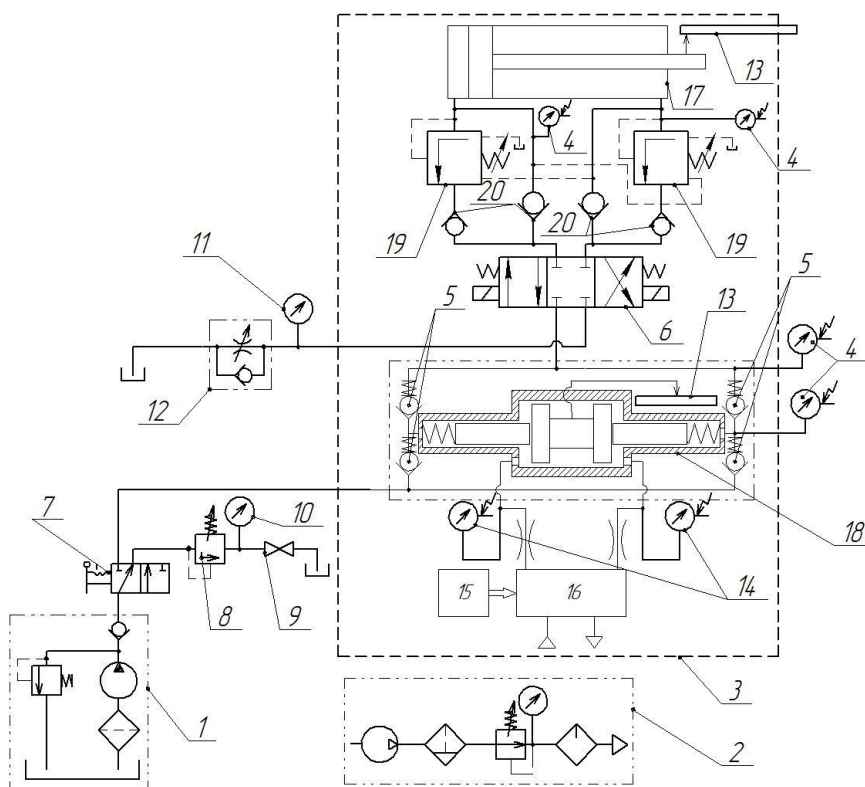


Рис. 3.26. Схема станда для дослідження позиційного приводу

(1 – насосна станція; 2 – компресор з блоком підготовки повітря; 3 – позиційний привід; 4, 14 – індуктивні датчики тиску; 5, 20 – зворотні клапани; 6 – керуючий розподільник; 7 – гідравлічний розподільник; 8 – переливний клапан; 9 – вентиль; 10, 11 – манометри; 12 – дросель із зворотним клапаном; 13 – потенціометричні датчики положення; 15 – контролер; 16 – блок комутації стисненого повітря; 17 – гідравлічний циліндр; 18 – пневмогідравлічний дозатор, 19 – клапан тиску з гідравлічним керуванням)

Для регулювання робочого тиску в пневматичній лінії необхідно застосовувати блок підготовки стисненого повітря, до складу якого входить редуційний клапан. Налаштування тиску підживлення дозатора буде виконуватись за допомогою редуційного клапана 8 за показами манометра 10. Навантаження на штоку циліндра буде імітуватись дроселем 12. Розподільник 6 буде здійснювати задання напрямку руху виконавчого органу. Потенціометричні датчики 13 будуть використовуватись для вимірів величини переміщення штоку циліндра та пневматичного поршня дозатора. Для вимірів показів тиску в пневматичних камерах дозатора, застосовуються індуктивні датчики тиску 14 типу «Ди-10». Для вимірів показів тиску в плунжерних камерах дозатора та в керуючих камерах клапана тиску, застосовуються індуктивні датчики тиску 4 типу «Ди-100». Дослідний зразок пневмогідравлічного дозатора 18 використовується той, який було розроблено у роботі. Зворотні клапани 5, які розміщуються у корпусі дозатора

утворюють гідравлічний міст. Рух рідини в обхід клапана тиску та виключення його впливу на зворотній хід забезпечується зворотними клапанами 20.

3.3.2.2. Підбір керуючої, контрольної та вимірювальної апаратури

У відповідності до розробленої схеми та вимог експериментального стенду (пункт 3.3.2.1, рис. 3.26) підібрано наступну апаратуру.

Для задання напрямку руху штоку гідроциліндра та подання імпульсів керування на блок комутації стиснених імпульсів було обрано виготовлену відповідно до необхідних функцій контролерну плату (рис. 3.27) з відповідними параметрами:

- Напруга живлення 5 V;
- Можливість мануального запуску та зупинки;
- Можливість одночасного запису чотирьох програм;
- Кількість вихідних каналів керування – 2;
- Кількість вхідних каналів – 6;
- Вхідна напруга – 12 В;
- Напруга на виході каналу керування – 12 В.



Рис. 3.27. Загальний вигляд контролерної плати на базі мікросхеми atmega 16

Для подачі керуючих імпульсів на вхід пневмогідравлічного дозатора використовується блок комутації стисненого повітря. Його виконання було обрано у вигляді двопозиційного моностабільного п'ятилінійного пневматичного розподільника з електрокеруванням виробника «Festo» (рис. 3.28).

Технічні характеристики [14]:

- Напруга живлення 24 V DC;

- Витрата 10л/хв;
- Штуцер 4мм;
- Розподільник індивідуального напівстиккового монтажу.



Рис. 3.28. Моностабільний двопозиційний п'яти лінійний пневматичний розподільник з електрокеруванням виробника «Festo»

Для фіксації показів тиску в плунжерних камерах, на виході з пневмогідравлічного дозатора та в керуючих камерах клапана тиску застосовується індуктивний датчик гідравлічного тиску серії ДИ-100 (рис. 3.29).

Технічні характеристики:

- Динамічна похибка 5%;
- Статична похибка $\pm 2\%$;
- Частотний діапазон при рідинному заповненні 0..650 Гц;
- Діапазон виміру тиску 0..10 МПа.



Рис. 3.29. Загальний вигляд датчику тиску типу ДИ-100

Дозатор, який призначено для забезпечення мультиплікації тиску та формування певних порцій робочої рідини, яка потрапляє в активну камеру гідравлічного циліндра (рис. 3.30).

Технічні характеристики:

- Тиск пневматичної лінії 0,5-1 МПа;
- Тиск у гідравлічній лінії 0,5-10 МПа;
- Хід пневматичного поршня та плунжерів 20 мм;
- Діаметр пневматичного поршня 20 мм;
- Діаметр плунжерів 5 мм;
- Тиск підживлення дозатора від 0,01 МПа.



Рис. 3.30. Загальний вигляд пневмогідравлічного дозатора

Комутацію робочої рідини на виході з пневмогідравлічного забезпечують клапани (рис. 3.31).

Технічні характеристики:

- Діаметр прохідного перерізу 5 мм;
- Максимальний робочий тиск 20 МПа;
- Витрата робочої рідини до 15 л/хв.



Рис. 3.31. Загальний вигляд клапану гідравлічного мосту

Для управління напрямком руху штоку гідроциліндра вибирається керуючий розподільник гідравлічного типу (рис. 3.32).

Технічні характеристики:

- Діаметр прохідного перерізу 4 мм;
- Максимальний робочий тиск 16 МПа;
- Різьбове з'єднання 1/4".



Рис. 3.32. Загальний вигляд гідравлічного розподільника з електрокеруванням виробника «Festo»

Вибрано компресорну установку, яка зможе забезпечити відповідні умови роботи приводу (рис. 3.33).

Технічні характеристики:

- Діаметр пневматичних ліній 3мм;
- Максимальний тиск стисненого повітря 0,8 МПа;
- Витрата стисненого повітря при максимальному тиску 10 л/хв.



Рис. 3.33. Загальний вигляд компресорної установки Jun-Air

Для подачі на вхід пневмогідравлічного дозатора рідини для підживлення обрано насосну станцію (рис. 3.34).

Технічні характеристики:

- Максимальний робочий тиск 6 МПа;
- Прохідний переріз 4 мм;
- Об'єм гідравлічного баку 0,04 м³.



Рис. 3.34. Загальний вигляд насосної станції лабораторного стенду «Блакитна лінія» виробника «Festo»

Для фіксування показів тиску у пневматичних камерах пневмогідравлічного дозатора застосовується індуктивний датчик пневматичного тиску серії ДИ-10 (рис. 3.35).

Технічні характеристики:

- Динамічна похибка 5%;
- Статична похибка $\pm 2\%$;
- Частотний діапазон при рідинному заповненні 0..200 Гц;
- Діапазон виміру тиску 0..1 МПа.



Рис. 3.35. Загальний вигляд датчику тиску типу ДИ-10

Для налаштування тиску підживлення пневмогідравлічного дозатора використовується редукційний клапан (рис. 3.36).

Технічні характеристики:

- Діаметр прохідного перерізу 4мм;
- Максимальний робочий тиск 16 МПа;
- Різьбове з'єднання 1/4".

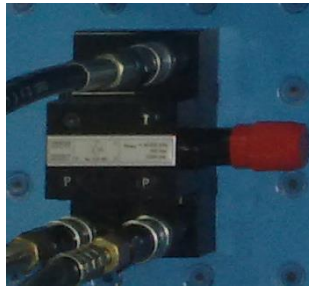


Рис. 3.36. Загальний вигляд редукційного клапану виробника «Festo»

Для виміру величини переміщення штоку гідроциліндра застосовується датчик положення (рис. 3.37).

Технічні характеристики:

- Робочий хід датчика 200 мм;
- Напруга живлення 5 V DC.



Рис. 3.37. Загальний вигляд датчика положення штоку гідравлічного циліндра

3.3.3. Методика проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження необхідно проводити на складеному експериментальному стенді у відповідності до схеми (пункт 3.3.2.1. рис. 3.26) на основі клапана тиску з гідравлічним керуванням.

Експериментальні дослідження проводять у два етапи. Перший етап включає в себе підтвердження функціональних властивостей та дослідження характеристик клапана тиску з гідравлічним керуванням. У другому етапі в ході досліджень відбувається підтвердження функціональних властивостей та характеристик системи контролю положення крокового позиційного приводу на основі клапану тиску з гідравлічним керуванням.

Методика проведення експериментальних досліджень на першому етапі включає в себе наступні дії:

1. Запис програми керування дозатором;

2. Підключення компресорної установки для забезпечення необхідного тиску в пневмогідравлічному дозаторі;
3. Увімкнення апаратури для фіксації значень зміни положень золотника клапана, тиску у керуючих камерах золотника, тиску у плунжерних камерах пневмогідравлічного дозатора;
4. Запуск комп'ютерної програми, що дозволяє зафіксувати значення зміни положень золотника клапана, тиску у керуючих камерах золотника, тиску у плунжерних камерах пневмогідравлічного дозатора;
5. Запуск насосної станції та за допомогою відповідної апаратури налаштування тиску підживлення в пневмогідравлічному дозаторі;
6. За допомогою гідравлічного дроселя встановлення необхідного навантаження в системі;
7. Перемикання гідравлічного розподільника у робоче положення та запис значень параметрів зміни положень золотника клапана, тиску у керуючих камерах золотника, тиску у плунжерних камерах пневмогідравлічного дозатора;
8. Після натискання кнопки «Старт» на контролері провести необхідні вимірювання;
9. Збереження отриманих даних досліджень.

Методика проведення експериментальних досліджень на другому етапі включає в себе наступні дії:

1. Запис програми керування приводом;
2. Підключення компресорної установки для забезпечення необхідного тиску в пневмогідравлічному дозаторі;
3. Увімкнення апаратури для фіксації значень зміни положень золотника клапана, штока гідроциліндра, тиску у керуючих камерах золотника, тиску у плунжерних камерах пневмогідравлічного дозатора;
4. Запуск комп'ютерної програми, що дозволяє зафіксувати значення зміни положень золотника клапана, штоку гідроциліндра, тиску у керуючих камерах золотника, тиску у плунжерних камерах пневмогідравлічного дозатора;
5. Запуск насосної станції та за допомогою відповідної апаратури налаштування тиску підживлення в пневмогідравлічному дозаторі;
6. За допомогою гідравлічного дроселя імітація необхідного навантаження в системі;

7. Перемкнути керуючий розподільник у відповідне положення (прямого чи зворотного руху);
8. Перемикання гідравлічного розподільника у робоче положення та фіксація значень зміни положень золотника клапана, штока гідроциліндра, тиску у керуючих камерах золотника, тиску у плунжерних камерах пневмогідравлічного дозатора;
9. Після натискання кнопки «Старт» на контролері провести необхідні вимірювання;
10. Збереження отриманих даних досліджень.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ

Метою даного розділу є проведення маркетингового аналізу стартап-проекту для того, щоб визначити принципові можливості його ринкового впровадження та можливих напрямів реалізації цього впровадження.

4.1. Опис ідеї проекту

У табл. 4.1 надано інформацію про зміст ідеї, можливі напрямки застосування, основні вигоди, що може отримати користувач товару.

Таблиця 4.1 – Опис ідеї стартап – проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Модернізація системи контролю позиції вихідної ланки гідроприводу за допомогою оригінального клапана тиску з гідравлічним керуванням. Позиціонування здійснюється за допомогою імпульсів пневмогідравлічного дозатора та положення клапана тиску.	1. Системи транспортування	Підвищення точності переміщення, що дозволить керувати приводом без наявності зворотного зв'язку.
	2. Системи керування механізмів та машин	Підвищення ефективності роботи приводів та зменшення витрат на ресурси.

У таблиці 4.2 зроблено аналіз техніко – економічних переваг ідеї порівняно із пропозиціями конкурентів.

Таблиця 4.2- Визначення характеристик ідеї проекту

	Техніко-економічні характеристики ідеї	(потенційні) товари/концепції конкурентів				W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
		Мій проект	Пропорційна гідр	Сервогідравл.	Дискретні сист.			

Продовження до табл. 4.2

1	Точність Позиціонуван ня, %	98%	99%	99%	96%		+	
2	Вартість, тис.грн	14	22	30	16			+
3	Тиск (МПа)	0,5	0,5	0,5	0,5		+	

Аналіз слабких, нейтральних та сильних сторін техніко-економічних характеристик ідеї дозволяє зробити висновок, що дана ідея може бути конкурентоспроможною. Для даного продукту чітко прослідковується сегмент ринку, який зацікавлений саме в такій реалізації даної ідеї.

4.2. Технологічний аудит ідеї проекту

Оскільки ідея проекту полягає в модернізації способу позиціонування вихідної ланки, то аудит може мати такі варіанти рішення:

- дообладнання зібраної функціонуючої системи запропонованим клапаном тиску
- комплектування системи з нуля, з самого початку включаючи до її складу оригінальний клапан тиску. Такий варіант буде більш дорогим, але суттєво зменшує ризики помилки налаштування та роботи системи.

4.3. Аналіз ринкових можливостей запуску стартап проекту

В даному пункті необхідно визначити ринкові можливості, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкові загрози, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів [35].

4.3.1. Аналіз попиту

На початку проводиться аналіз попиту: наявність попиту, обсяг, динаміка розвитку ринку (табл. 4.3).

Таблиця 4.3. Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	3
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	6 млн. дол.
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Відсутні
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	EN ISO 4413: 2010 Безпека машин Приводи гідравлічні Загальні правила і вимоги безпеки для систем і їх компонентів[41]
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	8%

З таблиці 4.3 видно, що за попереднім оцінюванням ринок є привабливим для входження.

4.3.2. Визначення потенційної групи клієнтів

Надалі визначаються потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формується орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (табл. 4.4)

Таблиця 4.4. - Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
Скорочення ресурсів на контроль позицій вихідної ланки гідроприводу в змінних умовах роботи	1) Автомобільна промисловість; 2) Аеро промисловість; 3) Станко - будівництво;	1) EN ISO 4413: 2010 [41]; 2) Різний тип обладнання; 3) Різні потужності виробництва	1) Легке встановлення системи; 2) Ремонтно-придатність; 3) Окупність в найкоротші строки; 4) Надійність

4.3.3. Аналіз ринкового середовища

Після визначення потенційних груп клієнтів проводиться аналіз ринкового середовища: складаються таблиці факторів, що сприяють ринковому впровадженню проекту, та факторів, що йому перешкоджають (табл. 4.5 – 4.6). Фактори в таблицях подані в порядку зменшення значущості.

Таблиця 4.5.-Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1	Вартість	Вартість виготовлення вища у порівнянні з іншими способами контролю позицій	Відмова від становлення
2	Строк служби	Строк служби має бути більшим ніж строк окупності системи	Заміна на нову систему іншого постачальника. Відмова від подальшої співпраці.

Таблиця 4.6. - Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Підвищення точності позиціонування	Скорочуються витрати на корегування та настройку системи	Перехід на систему даного типу для всіх етапів виробництва, де необхідне точне позиціонування
2	Зменшення витрат на систему	Зменшення собівартості продукту, що випускається	Зниження вартості вихідного продукту

4.3.4. Аналіз пропозиції

Надалі проводиться аналіз пропозиції: визначаються загальні риси конкуренції на ринку (табл. 4.7).

Таблиця 4.7. - Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Вказати тип конкуренції - монополія/олігополія/ монополістична/чиста	монополістична	У разі монополістичної конкуренції легко заснувати нову фірму або залишити ринок. Нові продавці часто відчують труднощі з новими для покупців торговельними марками і послугами.
2. За рівнем конкурентної боротьби - локальний/національний/...	Національна	Національна конкуренція сприяє вливанню капіталів і товарів державою та інвесторами, створює конкурентну боротьбу
3. За галузевою ознакою - міжгалузева/ внутрішньогалузева	внутрішньогалузева	Сприяла зниженню витрат виробництва, впровадженню НТП, підвищенню ефективності виробництва.
4. Конкуренція за видами товарів: - товарно-родова - товарно-видова - між бажаннями	товарно-родова	Конкуренція між різними видами товарів, які можуть виконувати подібні функції.
5. За характером конкурентних переваг - цінова / нецінова	цінова	Головною конкурентною перевагою є економія ресурсів впродовж процесу роботи.
6. За інтенсивністю - марочна/не марочна	марочна	ситуація на ринку, де компанія розглядає як своїх конкурентів компанії, що пропонують подібний продукт тим же цільовим покупцям

4.3.5. Детальний аналіз конкуренції в галузі

Після аналізу конкуренції проводиться більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (табл. 4.8).

Таблиця 4.8. - Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Постачальники	Клієнти	Товари-замінники
Складові аналізу	На ринку спостерігається тенденція до збільшення кількості підприємств і посилення конкуренції на ринку.	Бар'єри входу на ринок є порівняно незначними. Вартість організації бізнесу сягає 60 тис. дол.	Існує чітка залежність від постачальників як якості продукції, так і можливих обсягів її виробництва.	Споживачі мають широку географію	Посилилася конкуренція зі сторони товарів-субститутів – інших типів контролю позиції крокового приводу.

Висновки: має місце інтенсивна конкурентна боротьба з боку прямих конкурентів, є можливість виходу на ринок, товари-замінники пропонують вищу вартість.

4.3.6. Аналіз факторів конкурентоспроможності

На основі аналізу конкуренції, проведеного в п. 4.3.5 (табл. 4.8), а також із урахуванням характеристик ідеї проекту (табл. 4.2), вимог споживачів до товару (табл. 4.4) та факторів маркетингового середовища (табл. 4.5-4.6) визначається та обґрунтовується перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз оформлюється за табл. 4.9.

Таблиця 4.9.- Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
1	Оригінальний клапан контролю позиції вихідної ланки для крокового приводу	В умовах монополістичної конкуренції, коли фактор диференціації ТМ є ключовим засобом ведення конкурентної боротьби, важливим є створення та підтримання унікального продукту, що створює певний захист від конкурентних зіткнень.
2	Ціна	Оскільки такий спосіб контролю позиції є дорогим, але передбачає економію ресурсів, то окупність є одним з засобів ведення конкурентної боротьби. Тому чим вигіднішою є швидкість окупності для споживача, тим вірогідніше його вибір.
3	Репутація виробника	За рахунок того, що в світі популяризація концепції екологічно чистого виробництва, а також введення відповідних стандартів робить величезний вплив на розвиток різних сегментів промисловості, споживач при виборі ТМ керується також впливом технології на світову екологію. Це важливо при виході на ринок з новими товарами, або при виході на нові сегменти, що полегшує позитивне сприйняття новинок.
4	Маркетинговий бюджет	Від розміру маркетингового бюджету залежить здатність здійснювати маркетингову стратегію підприємства. Маркетингові заходи мають забезпечувати інші конкурентні переваги такі, як рівень диференціації, лояльності, репутація виробника, дистрибуція та просування.

4.3.7. Складання SWOT-аналізу

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (табл. 4.10).

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення.

Таблиця 4.10. - SWOT-аналіз стартап-проекту

<p>Сильні сторони:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Оригінальний клапан; 2. Покращення техніко-економічних показників установок 3. Вища надійність 	<p>Слабкі сторони:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Слабке самозабезпечення фінансовими ресурсами; 2. Відсутність чітко вираженої маркетингової стратегії, непослідовність в її реалізації; 3. Вища вартість запровадження.
<p>Можливості:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Можливість збільшення обсягів реалізації системи. 2. Можливість збільшення обсягів продаж за рахунок впровадження ще більш ресурсоекономних систем позиціонування. 	<p>Загрози:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Загроза втрати споживачів внаслідок підвищення тиску зі сторони товарів-субститутів 2. Загроза підвищення цін на продукт унаслідок підвищення цін на сировину та її дефіциту

4.3.8. Альтернативи ринкової поведінки

На основі SWOT-аналізу розробляються альтернативи ринкової поведінки (перелік заходів) для виведення стартап-проекту на ринок та орієнтовний оптимальний час їх ринкової реалізації з огляду на потенційні проекти конкурентів, що можуть бути виведені на ринок (див. табл. 4.9, аналіз потенційних конкурентів).

Визначені альтернативи аналізуються з точки зору строків та ймовірності отримання ресурсів (табл. 4.11).

Таблиця 4.11. Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№ п/п	Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1	Використання засобів стимулювання збуту на технологічних виставках та конференція для збільшення продаж товару (більш глибоке проникнення на ринок)	Дозволяє суттєво збільшити обсяги продаж. Потребує маркетингових витрат, спланованих та координованих дій	0,5 року
2	Впровадження індивідуального підходу до кожного замовника (розвиток товару)	Можливість залучення нових споживачів. Потребує значних капіталовкладень на розробку та виведення на ринок	1 рік
3	Збільшення представленості в різних регіонах (розвиток ринку)	Можливість розширення охоплення цільової аудиторії. Потребує значних капіталовкладень на створення додаткових філій в регіонах	4 роки
4	Налагодити виробництво іншого виду ущільнень (диверсифікація)	Дозволяє привернути увагу споживачів, залучити додаткових. Потребує значних фінансових вкладень у розробку та тестування нового продукту	2 роки

Враховуючи ймовірність отримання ресурсів та найкоротші строки реалізації, обрано першу альтернативу.

4.4. Розроблення ринкової стратегії проекту

4.4.1. Стратегія охоплення ринку

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 4.12).

Таблиця 4.12. - Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	Автомобільна промисловість	+	високий	середня	середня
2	Аеро промисловість	+	високий	середня	висока
3	Станко – будування	+	високий	середня	середня
Які цільові групи обрано: обрані всі три цільові групи потенційних споживачів					

За результатами аналізу потенційних груп споживачів (сегментів) визначена стратегія охоплення ринку: компанія працює із всім ринком, пропонуючи стандартизовану програму (включно із характеристиками товару/послуги). Це означає, що маркетингова стратегія націлена на диференціацію продукту в своїй сфері.

4.4.2. Базова стратегія розвитку

Для роботи в обраних сегментах ринку необхідно сформулювати базову стратегію розвитку (табл. 4.13).

Таблиця 4.13. - Визначення базової стратегії розвитку

№	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
---	--	------------------------------	---	---------------------------------

Продовження до табл. 4.13

1	Розвиток ринку	Масовий маркетинг	Низькі витрати створюють бар'єр входу для нових конкурентів і одночасно хороший захист проти товарів-замінників	Стратегія лідерства по витратах
2	Розвиток товару	Диференційований маркетинг	Відмігні властивості товару і завойована прихильність клієнтів захищають фірму і від товарів-замінників	Стратегія диференціації
3	Більш глибоке проникнення на ринок	Концентрований маркетинг	Задоволення потреб вибраного цільового сегменту краще, ніж конкуренти	Стратегія спеціалізації

На основі таблиці 4.12 обрана базова стратегія розвитку - стратегія диференціації. Це означає максимальне охоплення ринку по основних напрямках. На перших етапах це дозволить залучити більше потенційних користувачів нашим товаром. Та в подальшому створити лояльність до конкретного продукту.

4.4.3. Стратегія конкурентної поведінки

Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (табл. 4.14).

Таблиця 4.14. - Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/п	Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента?	Стратегія конкурентної поведінки
1	Так	Так	Ні	Стратегія лідера
2	Ні	Так	Ні	Стратегія виклику лідера

Продовження до табл. 4.14

3	Ні	Ні	Так	Стратегія наслідування лідеру
4	Так	Ні	Ні	Стратегія заняття конкурентної ніші

На основі таблиці 4.13 стратегія конкурентної поведінки - стратегія лідера.

4.5. Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

4.5.1. Формування маркетингової концепції товару

Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у табл. 4.15 потрібно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

Таблиця 4.15. - Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
1	Робота системи в умовах непередбачених для електрики	Повністю гідравлічне обслуговування	Швидкість налаштування
2	Зменшення витрат на систему	Зниження собівартості готової продукції	Невелика вартість системи

4.5.2. Визначення цінових меж

Наступним кроком є визначення цінових меж, якими необхідно керуватись при встановленні ціни на потенційний товар (остаточне визначення ціни відбувається під час фінансово-економічного аналізу проекту), яке передбачає аналіз ціни на товари-аналоги

або товари субститути, а також аналіз рівня доходів цільової групи споживачів (табл. 4.16) [34]. Аналіз проводиться експертним методом.

Таблиця 4.16.- Визначення меж встановлення ціни

Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар/послугу
6-9 тис. дол.	20-27 тис. дол.	2 млрд. дол.	12-15 тис. дол. на ступінь

4.5.3. Визначення оптимальної системи збуту

Наступним кроком є визначення оптимальної системи збуту, в межах якого приймається рішення (табл. 4.17):

- проводити збут власними силами або залучати сторонніх посередників (власна або залучена система збуту);
- вибір та обґрунтування оптимальної глибини каналу збуту;
- вибір та обґрунтування виду посередників.

Таблиця 4.17. - Формування системи збуту

Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
Характерно для наукомістких галузей зі специфічним і (або) дорогим товаром, який може бути придбаний обмеженим числом споживачів, які	Просування на ринок подібних продуктів в рамках даної системи збуту не вимагає будь-якої широкої реклами. Швидше потрібно одного разу	Канал нульового рівня	Канал складається з виробника, який продає свій товар безпосередньо споживачам (через відділ збуту, збутові філії, мережу

Продовження до табл. 4.17.

потребують специфічних компонентів для свого специфічного фінального продукту (машинобудування з виробництвом за індивідуальними замовленнями або дрібними серіями).	з'ясувати, хто з потенційних покупців інновацій може в них потребу і яка поточна платоспроможність даного клієнта.		фірмових магазинів, поштову торгівлю тощо)
--	--	--	--

4.5.4. Концепція маркетингових комунікацій

Останньою складовою маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (табл. 4.18).

Таблиця 4.18. - Концепція маркетингових комунікацій

Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти	Ключові позиції, обрані для позиціонування	Завдання рекламного повідомлення	Концепція рекламного звернення
Наукомісткі галузі зі специфічним і (або) дорогим товаром, який може бути придбаний обмеженим числом споживачів	Включають в себе пряму поштову розсилку, замовлення по друкованим каталогам і продаж в режимі он-лайн.	Конкурентне позиціонування, яке базується на демонстрації переваг товарів підприємства над товарами конкурентів.	Отримати можливість у кілька разів збільшити обсяг продажу своїх товарів	Головними елементами структури реклами є тема реклами і девіз рекламної кампанії.

4.6. Висновки

Було проведено аналіз можливості ринкової комерціалізації проекту. Як показали результати аналізу аспектів запровадження такого продукту, технічна реалізація представляється можливою. Визначаючи його сильні та слабкі сторони було оцінено ризики входження продукту на ринок систем контролю позицій гідроприводів.

Такий ринок залишає за собою певні проміжки, які досі не покриті виробниками схожої продукції. Це робить ринок привабливим для входження. А сам продукт може зайняти стійкі позиції в певних сегментах ринку подібних систем. Отже, запровадження продукту можна вважати перспективним.

Для ринкової реалізації було обрано стратегію диференціації, яка передбачає охоплення як можливо більших сегментів. На перших етапах це дозволить швидше дізнатись про продукт та придбати потенційних користувачів.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Основні положення

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

У даному розділі дипломного проекту «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» буде розглянуто питання, які стосуються безпеки роботи «Системи контролю положення крокового позиційного приводу на основі адаптивного клапана тиску з гідравлічним керуванням». Більшість робіт проводиться в лабораторії першого корпусу НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського»:

1. оцінка приміщення, де проходять випробування;
2. аналіз мікрокліматичних умов;
3. освітлення лабораторії, розрахунок штучного освітлення;
4. система опалення лабораторного приміщення;
5. шум;
6. електробезпека;
7. пожежна безпека;
8. вибухонебезпека.

Загальна характеристика приміщення

Таблиця 5.1

Небезпечні і шкідливі чинники, що наявні в конструкції виробу або виявляються при його експлуатації	Наявність шкідливих, небезпечних або токсичних речовин.	ні
	Наявність шуму	так
	Наявність небезпек при роботі установки	так
	Наявність можливості ураження людини електричним струмом	так

5.2.Оцінка приміщення

Лабораторія, де відбуваються роботи з системою контролю положення крокового приводу, має наступні параметри:

1. висота $h=3\text{м}$;
2. довжина $l=6\text{м}$;
3. ширина $b=4\text{м}$.

Визначаємо площу і об'єм лабораторного приміщення:

$$S = b \cdot l ; \quad (5.1)$$

$$S=4*6=24\text{м}^2;$$

$$V = b \cdot l \cdot h ; \quad (5.2)$$

$$V=4*6*3=72\text{м}^3.$$

У приміщенні для роботи системи контролю положення крокового приводу працює 1 працівник. Таким чином, маємо таку площу і об'єм приміщення, які припадають на одну людину:

$$S=24\text{м}^2; V=72\text{м}^3.$$

Наступник кроком відбувається порівняння фактичних даних щодо площі та об'єму, які припадають на одного лаборанта, з нормативними (див. табл.5.2).

Порівняння фактичних і нормативних даних щодо площі й об'єму приміщення на одного працівника

Таблиця 5.2.

Параметри	Нормативні	Фактичні
Площа, м^2	не менше 6	24
Об'єм, м^3	не менше 71,5	72

З табл.4.2. видно, що параметри лабораторії, де відбувається функціонування наведеної вище системи, а саме розміри цього приміщення, які припадають на одного працівника, в цілому відповідають нормативним параметрам площі й об'єму приміщення на одного працівника.

5.3. Аналіз мікрокліматичних умов

Розглянемо вплив параметрів мікроклімату лабораторії, в якій відбувається робота системи контролю положення крокового приводу на основі адаптивного клапана тиску.

Визначення параметрів мікроклімату лабораторних приміщень відбувається згідно нормативним документам [37].

У даному приміщенні маємо такі фактори мікроклімату:

Мікроклімат даної лабораторії забезпечується за допомогою проточної-витяжної вентиляції. Оптимальна температура повітря підтримується взимку за рахунок центрального опалення, а влітку – за допомогою кондиціонерів.

У цьому лабораторному приміщенні відбувається робота, яка відноситься до категорії 1б, тобто, яка відбувається сидячи, стоячи або пов'язана з ходьбою.

Далі порівняємо фактичні параметри мікроклімату приміщення з нормативами, і ці дані зведемо в таблицю 5.3.

Оптимальні норми температур, відносної вологості і швидкості руху повітря в робочій зоні лабораторного приміщення.

Таблиця 5.3.

Фактори мікроклімату	Нормативні		Фактичні	
	Холодний період року ($t < +10^{\circ}\text{C}$)	Теплий період року ($t \geq +10^{\circ}\text{C}$)	Холодний період року ($t < +10^{\circ}\text{C}$)	Теплий період року ($t \geq +10^{\circ}\text{C}$)
Температура, $^{\circ}\text{C}$	21 - 23	22 - 24	22-24	23-25
Вологість, %	40 - 60	40 - 60	40 - 60	40 - 60
Швидкість руху повітря, м/с	Не більше 0,2	Не більше 0,3	0,15-0,2	0,3-0,35

Дані в таблиці показали, що фактичні параметри мікроклімату даного приміщення відповідають нормативним параметрам впровадженням відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 «Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони».

5.4. Освітлення виробничого приміщення

У даному лабораторному приміщенні природного освітлення недостатньо, тому доцільно використовувати штучне загальне освітлення, при якому лампи розміщуються у верхній зоні приміщення (не нижче 2,8 м над підлогою) з урахуванням розташування робочих місць (загальне локалізоване освітлення).

Відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення» маємо такі норми освітлення залежно від характеру роботи (див. табл.5.4).

Таблиця 5.4.

Норми штучного та природного освітлення лабораторних приміщень

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розпізнавання, мм	Контраст	Розряд роботи	Фон	Мінімальна освітленість, лк
Висока точність	0,5 ... 0,1	середній	IV	Середній	200

У процесі роботи системи контролю положення крокового приводу на основі адаптивного клапана тиску виконуються зорові роботи середньої точності. Таким чином, мінімальна освітленість даного лабораторного приміщення становить 200 лк.

5.5. Розрахунок штучного освітлення

При розрахунку штучного освітлення використовуємо метод світлового потоку.

Метод світлового потоку призначений для розрахунку загального рівномірного освітлення горизонтальних поверхонь. Цей метод враховує як прямий світловий потік, так і відбитий від стін і стелі.

Світловий потік лампи Φ_L визначають за формулою:

$$\Phi_L = \frac{E \cdot S \cdot k_z \cdot Z}{N \cdot n \cdot \eta}, \quad (5.3)$$

де E - нормована освітленість, яка для пристрою для системи контролю положення крокового приводу (загальне спостереження за ходом робочого процесу) за нормами штучного та природного освітлення лабораторних приміщень (відповідно до «Будівельних норм і правил» - ДБН В.2.5-28-2006) знаходиться в межах 70-30 лк; приймаємо $E = 50 \text{ лк}$;

S - площа освітлюваного приміщення; приймаємо $S = 24 \text{ м}^2$;

k_z - Коефіцієнт запасу, який враховує зниження освітленості в результаті забруднення і старіння ламп ($k_z = 1,3 \dots 1,8$), Приймаємо $k_z = 1,5$;

Z - коефіцієнт нерівномірності освітленості ($Z = 1,1 \dots 1,15$), приймаємо $Z = 1,15$;

N - кількість світильників; для даного приміщення, приймаємо $N = 2$;

n - кількість ламп у світильнику, приймаємо $n = 3$;

η - Коефіцієнт використання світлового потоку, приймаємо $\eta = 0,8$.

Таким чином, маємо:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{50 \cdot 24 \cdot 1,5 \cdot 1,15}{0,8} = 2587,5 \text{ лм}$$

З розрахунку обираємо 6 ламп MAXUS G45 FM 4W 4100K 220V E27, $\Phi_{\text{л}}$ кожної дорівнює 440 лм.

5.6. Електробезпека

Класифікація приміщення з точки зору небезпеки ураження людини електричним струмом.

Умови, характерні для даного приміщення:

- за ступенем ураження електричним струмом дане приміщення відноситься до категорії сухих - з середньою відносною вологістю повітря не вище 60%.

- у повітрі можуть бути наявні частинки, що проводять струм.

Підсумовуючи, характеризуємо клас приміщення – “з особливою небезпекою”, згідно з ПУЕ.

Для установки використовується однофазного мережа змінного струму 220В.

Причинами ураження людей електричним струмом можуть бути:

- раптове торкання струмопровідних частин, що знаходяться під напругою;

- поява напруги на відключених струмопровідних частинах, на яких працює людина, внаслідок помилкового включення установки;

При роботі даного пристрою, який розташований у лабораторному приміщенні, передбачено наступні заходи з електробезпеки:

- наявність захисного заземлення, опір контуру якого повинно бути не більше 4,0 Ом, причому всі з'єднання в контурі заземлення повинні виконуватися тільки зварюванням;

- рубильники для відключення струму в разі непередбачених обставин повинні бути розташовані в доступному видному місці, підхід до них повинен бути вільний;

- нормування опору ізоляції: маємо опір ізоляції не менш 0,5 МО.

Задачею заземлення являється усунення небезпеки ураження людей струмом при замиканні на корпус. Принцип дії заземлення – перетворення замикання на корпус в однофазне коротке замикання, тобто замикання між фазним та нульовим проводами з метою створення високого струму, здатного забезпечити спрацювання захисту та тим самим автоматично відключити пошкоджену установку від мережі.

5.7. Пожежна безпека

Відповідно до ОНТП 24-86 дане виробниче приміщення за класифікацією по вибухонебезпечному і пожежній безпеці відноситься до категорії «Д», тобто в ньому знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

Для запобігання розповсюдження пожежі приміщення обладнане засобами пожежної зв'язку та сигналізацією за ГОСТ 12.1.004-84 і телефоном загальноміської мережі для зв'язку з пожежною охороною.

Пожежна сигналізація в даному приміщенні електрична, основою якої є фотоелектрична сигналізація (фотореле). Фотоелектрична сигналізація спрацьовує в слідстві затемнення димом світлового променя, спрямованого на елемент.

У даному приміщенні передбачено також наявність таких засобів пожежогасіння, як вогнегасник ОП-8, у кількості 1 шт.

Лабораторне приміщення також додатково забезпечено протипожежними стінами, тобто перекриттями, які повинні спиратися на фундамент, встановлюватися на всю висоту приміщення, перекривати всі конструкції. Вони повинні бути вище даху не менше ніж на 60см. У протипожежних перекриттях прокладають вентиляцію та димові канали так, щоб у місцях їх розміщення межа вогнестійкості протипожежної стіни з кожного боку каналу була не менше 2,5 ч.

У разі пожежі повинна бути забезпечена можливість евакуації людей, які перебувають у даному приміщенні, через евакуаційні виходи. Двері повинні відкриватися в бік виходу з об'єкту.

Складемо таблицю (табл. 5.5) щодо нормативних значень параметрів евакуаційних виходів і фактичних значень параметрів евакуаційних виходів, які розташовані в даному приміщенні.

Таблиця 5.5.

Параметри евакуаційних виходів

Характеристики	Нормативні значення	Фактичні значення
Висота дверних проходів, м	не менш 2м	2 м
Ширина дверних проходів, м	не менш 0,8 м	0,8 м
Ширина проходу для евакуації, м	не менш 1м	1 м
Ширина коридору, м	не менш 2м	2м
Кількість виходів, шт	2	2
Висота поручнів сходів, м	не менш 0,9 м	1 м
Ширина сходів, м	не менш 1м	1,2 м

Таким чином, як ми бачимо, фактичні значення основних параметрів евакуаційних виходів даного лабораторного приміщення в цілому відповідають нормативним.

5.8. Вибухонебезпека

Так як в лабораторному приміщенні знаходяться компресори, доцільно особливу увагу звернути на інструкції з охорони праці при експлуатації компресорів.

1.1. До роботи експлуатації компресора, допускаються робітники, які пройшли інструктаж у відповідності цієї інструкції, а також інструктаж на робочому місці в установленні строки.

1.2. Компресор повинен мати справне огороження, запобіжні пристрої.

1.3. Компресор повинен мати справний, перевірений в установленні строки манометр і запобіжний клапан.

1.4. На робочому місці повинні бути вивішені інструкції по охороні праці, попереджувальні плакати, таблиці з максимально – допустимими межами тиску.

2. Вимоги безпеки до початку роботи

2.1. Зовнішнім оглядом необхідно перевірити, справність заземляючого провідника, відсутність зовнішніх пошкоджень в т.ч. огорожуючих пристроїв, шлангів, манометра, електрообладнання.

2.2. Перевірити справність компресора під час роботи на холостому ходу шляхом короткочасного його включення. Необхідно переконатися у відсутності по сторонніх шумів, стуку, запаху диму, горілого.

2.3. Під час накачування шини встановлювати її у спеціальне огорожуюче обладнання.

3. Вимоги безпеки у процесі роботи

3.1. Включення компресора необхідно робити після підключення шланга до місця подачі повітря, виключення – перед від'єднанням від нього. Від'єднання шлангу проводиться після повного падіння тиску у системі подачі повітря.

3.2. У період подавання повітря, необхідно стежити за тиском повітря на манометрі, надійністю закріплення шланга до місця подачі повітря. Не допускається додавання повітря під тиском більшим, ніж вказано у таблиці для даного обладнання.

3.3. На шкалі манометра повинна бути нанесена помітка максимально – допустимого тиску для даного компресора, за якою повинен спрацювати запобіжний клапан.

3.4. Забороняється проводити очищення, змазування компресора на ходу, ліквідовувати несправності, витікання повітря, поправляти кріплення шланга та інші роботи на компресорі під час його роботи.

3.5. Забороняється зупиняти компресор під час його роботи, доручаючи контроль за його роботою сторонній особі.

5.9. Висновки по розділу

Було проаналізовано чинники та фактори, які мають місце в робочому приміщенні. На основі аналізу було з'ясовано, що лабораторне приміщення повністю придатне для безпечного процесу роботи. У разі вибухонебезпечної ситуації лабораторія потрапляє у зону дії вибухів продукту та матиме слабкий ступінь руйнування та може підлягати як невеликій реконструкції так і капітальному ремонту.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз гідравлічного крокового позиційного приводу виявив недоліки у його роботі, що полягають в неможливості, при відомій схемі, забезпечити заявлену точність позиціонування штоку гідравлічного циліндра, при роботі з відсутнім навантаженням.

2. На основі відомої схеми гідравлічного крокового позиційного приводу розроблено схему, що теоретично дозволяє компенсувати відсутність навантаження на шток гідравлічного циліндра, і забезпечити заявлену точність позиціонування. Це можливо досягти за рахунок введення в схему додаткового адаптивного клапана тиску.

3. Розроблена математична модель адаптивного клапана тиску, яка показала працездатність гідравлічного апарату, яка в свою чергу, підтверджена проведеними модельними дослідженнями.

4. На основі відомої математичної моделі крокового позиційного приводу розроблена математична модель, яка враховує взаємодію процесів у камерах гідравлічного циліндра з адаптивним клапаном тиску.

5. Теоретично підтверджена коректна працездатність крокового позиційного приводу при сумісній роботі з адаптивним клапаном тиску.

6. Запропонована математична модель та запропонована математична залежність, що включає в себе врахування конструктивних параметрів приводу, дозволяє проектувати гідравлічні крокові позиційні приводи із заданими характеристиками, які можуть забезпечити точність позиціонування навіть при знакозмінному навантаженні.

7. На основі аналізу ринкової комерціалізації проекту було знайдено переваги та недоліки досліджуваного проекту, та на їх основі визначена загальна стратегія ринкової реалізації продукту.

ЛІТЕРАТУРА

1. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением., М.: Машиностроение, 1975, 288с.
2. Гамынин Н.С. и др. под ред. Лещенко В.А. Гидравлический следящий привод. -М.: Машиностроение, 1968, 376 с.
3. Пелевін Л.Є., Балака М.М., Аржаєв Г.О. Механотронні системи гідропневмоавтоматики.
4. Безъязычный, В.Ф. Повышение производительности автоматизированной сборки за счет увеличения быстродействия транспортно-загрузочного оборудования [Текст] / В.Ф. Безъязычный, И.В. Надеждин. Сборка в машиностроении и приборостроении – 2007 – № 4 – С. 6-11.
5. Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем: учеб. для Вузов / В.А. Зорин - М.: ООО «Магистр-Пресс», 2005. – 536 с.
6. Гидравлические приводы летательных аппаратов. / Н. С. Гамынин, В. И. Карев, А. М. Потапов, А. М. Селиванов. - М.: Машиностроение, 1992. – 368 с.
7. В. К. Свешников Развитие гидроприводов в современном машиностроении. / В. К. Свешников. Экспериментальный научно-исследовательский институт металлорежущих станков (ЭНИМС). Оборудование и инструмент для профессионалов. Металлообработка. 2012.
8. Мовшович А.Я. Обратимая технология оснастки для ГПС / А.Я. Мовшович, В.П. Горбулин, Н.Д. Жолткевич и др. - К.: Техника, 1992. – 216 с.
9. Адамов Б.И., Орлов И.В. Управление мобильным манипулятором, работающим в цилиндрической системе координат // Вестник МЭИ. 2012. № 1.
- Льюис Э., Стерн Х. Гидравлические системы управления: Пер. с англ. М.: Мир, 1956. - 312 с.
10. Машиностроительный гидропривод. / Л.А.Кондаков, Г.А.Никитин, В.Н.Прокофьев и др. Под ред. В.Н.Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
11. Баштоа Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
12. Белянин П.Н. Промышленные роботы. М.: Машиностроение, 1975. - 400 с.
13. Бессекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. М.: Наука, 1966. - 992 с.
14. Винницкий Е.Я. Выбор параметров электрогидравлических релейных приводов по заданному режиму работы. В кн.: Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. Вып. 10. М.: Машиностроение, 1981, с.216-220.

15. Водопьян П.О., Говзман Б.И., Новик А.М. Реализация оптимальных законов движения механизмов промышленных роботов с помощью гидравлического привода. В кн.: Теория, принципы устройства и применение роботов и манипуляторов. ЛПИ, 1974, с.94-99.
16. Водопьян П.О., Оксененко А.Я. Гидропривод в промышленных роботах. Станки и инструмент, 1978, № 12, с.6-8.
17. Гамынин Н.С., Дцанов Ю.К., Климашин А.Л. Динамика быстродействующего гидравлического привода. М.: Машиностроение, 1979. - 80 с.
18. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Под ред. Т.М.Башмы. М.: Машиностроение, 1970. - 504 с.
19. Гидравлический следящий привод / Н.С. Гамынин, Я.Л.Каменир, Б.Л.Коробочкин и др. Под ред. В.А.Лещенко. М.: Машиностроение, 1968. - 564 с.
20. Галецкий О.С. Позиционный привод на основе пневмогидравлического дозатора / О.В. Узунов, О.С. Галецкий // Тезисы доповідей XIX Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» – Кіровоград, 2014. – С. 89-90.
21. Цуханова, Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов/ Е.А. Цуханова - М.: Наука, 1978. - 255с.
22. Машиностроительный гидропривод. / Л.А.Кондаков, Г.А.Никитин, В.Н.Прокофьев и др. Под ред. В.Н.Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
23. Навроцкий К.Л. Расчет переходных процессов в шаговых гидродвигателях. В кн.: Труды МАДИ. Системы гидро- и пневмоприводов. Вып.165. М., 1979, с.24-30.
24. Нелинейные системы автоматического управления / Под общ. ред. Е.П.Попова. Точные методы исследования нелинейных систем автоматического управления / Под ред. Ю.И.Топчиева. -М.: Машиностроение, 1971. - 323 с.
25. Иосифов, В.П. Имитационный подход к проблеме определения динамических характеристик средств измерений [Электронный ресурс] // Инженерный Вестник Дона, 2010, №4. – Режим доступа: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n4y2010/308> (доступ свободный) – Загл. с экрана. – Яз. рус.
26. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
27. Агурский М.С., Вульфсон И.А., Ратмиров В.А. Числовое программное управление станками. М.: Машиностроение, 1966.378 с.
28. Байкалов В.А. Разработка и исследование высокоскоростного электрогидравлического-привода манипулятора с программным управлением. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Киев, 1981. - 20 с.

29. Банштык А.М. Электрогидравлические сервомеханизмы с широтно-импульсным управлением. М.: Машиностроение, 1972. - 144 с.
30. Гурьев В.П., Погорелов В.И. Гидравлические объемные передачи. М.-Л.; Машгиз, 1964. - 343 с.
31. Цуханова Е.А., Виницкий Е.Я. Динамические характеристики электрогидравлического позиционного привода для РТК // Станки и инструмент. – 1983. – №1. – С. 6-8.
32. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учеб. для студентов вузов по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
33. Полешкин М.С., Сидоренко В.С. Математическое моделирование автоматизированного позиционного гидропривода целевых механизмов машин с контуром гидравлического управления повышенной эффективности [Электронный ресурс] // «Инженерный вестник Дона», 20012, №3. – Режим доступа: <http://ivdon.ru/magazine/archive/n3y2012/947> (доступ свободный) – Загл. с экрана. – Яз. рус.
34. Розроблення стартап-проекту [Електронний ресурс] : Методичні рекомендації до виконання розділу магістерських дисертацій для студентів інженерних спеціальностей / За заг. ред. О.А. Гавриша. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 28с.
35. Исследование динамических характеристик линейного перемещения автоматического манипулятора / Е.Г.Нахалетян, Е.А.Суханова, Е.Е.Баржинский и др. В кн.: Автоматизация сборочных процессов в машиностроении. - М.: Наука, 1978, с.165-171.
36. Кожевников С.П., Пемат В.Ф. Гидравлический и пневматический приводы металлорежущих машин. М.: Машиностроение, 1973. - 358 с.
37. ДСН 3.3.6.042-99. Санитарные нормы микроклимата производственных помещений – 8 с.
38. Козырев Ю.Г. Промышленные роботы: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. - 376 с.
39. Гурьев В.П., Погорелов В.И. Гидравлические объемные передачи. М.-Л.; Машгиз, 1964. - 343 с.
40. Динамика гидропривода / Под ред. В.Н.Прокофьева. М. : Машиностроение, 1972. - 297 с.
41. Коробочкин Б .Л. Динамика гидравлических систем станков. -М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
42. Коробочкин Б.Л., Комитовски А.Д. О передаточных функциях трубопроводов гидросистем в сосредоточенных и распределенных параметрах. Машиноведение, 1968, № 4, с.37-44.